

Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

Tiago Luís Magalhães Rodrigues

Dissertação de Mestrado

Orientadores na EFAFLU: Engenheiro João Filipe Coelho Carvalho Pinto

Engenheiro Tomás Gonçalves De Oliveira Pinheiro

Orientador na FEUP: Professor Abílio Manuel Pinho de Jesus

Coorientador na FEUP: Professora Teresa Margarida Guerra Pereira Duarte



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2017

Aos meus pais e irmã

Resumo

O presente trabalho foi realizado na empresa EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A. e consistiu no desenvolvimento de um laboratório de ensaios de ventiladores dedicados a refrigerar transformadores, isto é, um laboratório capaz de realizar, segundo as normas europeias, ensaios de performance e ruído dos referidos ventiladores, de modo a garantir o cumprimento das normas. O laboratório será constituído por um túnel de ventilação, que irá determinar a curva característica de cada ventilador, e permitir realizar ensaios de ruído para determinar o ruído produzido pelo ventilador.

Primeiramente foram explicados os conceitos necessários para o desenvolvimento do túnel, bem como apresentados os ventiladores que se querem testar. Em seguida foi feita uma revisão das normas aplicáveis aos ventiladores de refrigeração de transformadores, bem como normas aplicáveis a ensaios de ruído e performance. Por fim, e após todos estes conhecimentos anteriormente adquiridos, o projeto de construção do túnel foi iniciado, sendo que foi escolhido uma construção metálica modular que permitirá uma manutenção e montagem mais simples. Com o recurso a *software* de simulação a resistência mecânica da estrutura final foi analisada. A instrumentação necessária foi selecionada. Um custo final estimado é 15600€ e foi calculado tendo em conta matérias primas, mão de obra, montagem e projeto.

Por fim, foi realizada uma estimativa do custo do laboratório e foram elaborados os desenhos de fabrico.

Palavras chave: Ventiladores, Refrigeração de transformadores, Túnel de ventilação, Performance, Curvas Características, Ruído, Normas, Construção metálica

Development of a testing chamber for the valuation of fans performance and noise

Abstract

This work was carried out at the company EFAFLU, Bombas e Ventiladores S.A. consisted on the development of a testing chamber for fans dedicated to electrical transformers cooling, that is, a testing chamber capable of conduct, according to European standards, the performance and noise tests of referred fans in order to ensure the complying with the standard. The chamber will consist in a ventilation tunnel, which will determine the performance curves of each fan, and will enable the realization of a noise test to determine the noise produced by the fan.

Firstly, the concepts necessary for the development of the tunnel were explained, as well as the fans to be tested. A revision of the standards for the electrical transformers cooling fans is performed, as well as the standards for noise and performance testing. Finally, gathering all this information, the tunnel construction project is carried out, a modular metal construction being selected, to allow easier maintenance and assembly. With the aid of simulation software, the final structure was analysed. Transducers and other accessories have been chosen. Estimated costs were calculated considering raw material, labour, assembly and design. The estimated total cost is 15600€.

At the end of this dissertation the mechanical design was completed and all the manufacturing drawing were delivered.

Keywords: Fans, Electrical Transformer Cooling, Testing chamber, Performance, Characteristic Curves, Noise, Standardization, Metallic construction

Agradecimentos

Em primeiro lugar queria agradecer aos Engenheiros João Pinto e Tomás Pinheiro pelo apoio e orientação dado ao longo de todo o projeto, bem como aos professores orientadores Abílio de Jesus e Teresa Duarte que se mostraram sempre disponíveis, facilitando o trabalho e orientando-me sempre que necessário.

Gostaria de agradecer à EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A., em especial ao Engenheiro Gastão Teixeira, pela oportunidade e experiência que me proporcionou ao propor este trabalho integrado na sua estrutura e a todos os seus colaboradores pela forma como me acolheram e me ajudaram durante a realização deste trabalho. Um agradecimento especial aos Engenheiros Benedita Ferreira e Bruno Dias, membros integrantes da equipa I&D da EFAFLU.

Agradeço aos meus amigos Hugo, Miguel, Lucas e Ricardo pelo apoio e ajuda dado ao longo desta jornada académica, pois sem eles teria sido certamente mais complicada.

Finalmente, agradecer à minha família pelo apoio e incentivo incondicional dado ao longo do meu percurso académico.

Por fim, agradeço ao projeto NORTE-01-0145-FEDER-000022 – SciTech – Science and Technology for Competitive and Sustainable Industries, co-financiado pelo Programa Operacional Regional do Norte (NORTE2020), através do Fundo Europeu do Desenvolvimento Regional (FEDER).



Siglas e Abreviaturas

A – Área (m^2)

b – Largura (m)

C_D - Coeficiente de resistência

C_d ou C_j - Coeficiente de descarga

D - Diâmetro maior (m)

d - Diâmetro menor (m)

EN - Normas Europeias

f - Fator de atrito

F_D - Força de resistência (N)

g - Aceleração gravítica (m/s^2)

h - Altura (m)

$HR\%$ - Humidade relativa

ISO - Organização Internacional de Normalização

K_1 - Fator de correção do ruído de fundo

K_2 - Fator de correção ambiental

k - Constante do rotâmetro; coeficiente de expansão adiabática

K_L - Coeficiente de perda

L_e - Comprimento de entrada (m)

L_{epA} - Nível sonoro contínuo equivalente ponderado em A (dB)

L_p - Nível de pressão sonora (dB)

L_w - Nível de potência sonora (dB)

LVDT (Linear Variable Differential Transformer) - Transformador Diferencial Variável Linear

Ma - Número de Mach

NTC (Negative Temperature Coefficient) - Termístores negativos

P - Potência sonora (W)

P_0 - Potência sonora de referência (W)

p - Pressão (Pa); Pressão sonora (Pa)

p_0 - Pressão estática (Pa); Pressão sonora de referência (Pa)

p_a - Pressão atmosférica (Pa)

p_v - Pressão de vapor de água (Pa)

$(p_{sat})_{Tw}$ - Pressão de saturação de vapor para a temperatura húmida (Pa)

PLC (Programmable Logic Controller) - Autómato

PTC (Positive Temperature Coefficient) - Termístores positivos

q - Caudal volumétrico (m^3/s)

q_m - Caudal mássico (kg/s)
 r_d - Razão de pressão
 R_w - Constante dos gases húmidos
 Re - Número de Reynolds
 S - Área da superfície de referência (m²)
 T - Tempo de exposição do trabalhador ao ruído (s)
 T_d - Temperatura seca (°C)
 T_h - Temperatura húmida (°C)
 T_s - Temperatura seca (°C)
 T_x - Temperatura na secção x (°C)
 T_w - Temperatura húmida (°C)
 v - Velocidade (m/s)
 α - Coeficiente de correção
 β - Rácio de diâmetro
 γ - Peso específico (N/m³)
 ε - Coeficiente de expansão
 μ - Viscosidade dinâmica (Pa.s)
 ρ - Massa volúmica (kg/m³)

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento do projeto e motivação	1
1.2	Desenvolvimento do laboratório de ensaios na EFAFLU	1
1.3	Objetivos do projeto	2
1.4	Estrutura da dissertação	2
2	Estado da Arte	3
2.1	Ventiladores	3
2.1.1	Ventiladores centrífugos	4
2.1.2	Ventiladores axiais	6
2.2	Ruído	10
2.2.1	Ruído nos ventiladores	11
2.2.2	Medição de ruído	12
2.3	Escoamento	13
2.4	Bancos de ensaios disponíveis no mercado	15
2.5	Instrumentação de medição	16
2.5.1	Medição de caudal	16
2.5.2	Medição de pressão	21
2.5.3	Medição de temperatura	24
2.6	Considerações finais	25
3	Referencial Normativo e Especificações Técnicas	27
3.1	Performance	27
3.1.1	Restrições	27
3.1.2	Tipos de túneis	33
3.2	Seleção das tubeiras	41
3.3	Perdas de carga	44
3.4	Seleção do ventilador auxiliar	47
3.5	Procedimentos de ensaio	50
3.6	Ruído	51
3.6.1	Restrições	51
3.7	Resumo de conclusões e considerações deste capítulo	55
3.7.1	Exemplo de ensaio de ruído em fábrica	56
4	Desenvolvimento do túnel de ensaios para ventiladores	59
4.1	Algumas verificações da resistência e rigidez estrutural	65
4.2	Instrumentação selecionada	71
4.3	Orçamentação	73
5	Considerações Finais	75
5.1	Conclusões	75
5.2	Perspetivas de trabalhos futuros	76
	Referências	77
	ANEXO A: Desenho de atravacamento do túnel de ventilação	79
	ANEXO B: Ventilador EFAFLU 36 ½	81
	ANEXO C: Posição dos microfones no ensaio de ruído	83
	ANEXO D: Tabela de Custos	85
	ANEXO E: Desenhos de fabrico	89

Índice de Figuras

Figura 1 – Logotipo da EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A.....	1
Figura 2 – Curva de um ventilador (Dwyer 2011a).....	3
Figura 3 – Curva do ventilador e sistema (Dwyer 2011a).....	4
Figura 4 – Ventilador centrífugo com pás inclinadas para trás (Engineers and Association 2006).	5
Figura 5 – Ventilador centrífugo EFAFLU.	5
Figura 6 – Ventilador misto (Dwyer 2011b).	6
Figura 7 – Ventilador TF, EFAFLU.	7
Figura 8 – Ventilador VTTF, EFAFLU.	8
Figura 9 – Curvas características dos ventiladores VTTF e TF para diferentes motores de acionamento (diâmetro potência/número de pólos).....	8
Figura 10 – Ventilador TFBR, EFAFLU.	8
Figura 11 – Curvas características dos ventiladores TFBR para diferentes motores de acionamento (diâmetro potência/número de pólos).....	9
Figura 12 – Ventilador NTF, EFAFLU.	9
Figura 13 – Curvas características dos ventiladores NTF (diâmetro potência/número de pólos).	9
Figura 14 – Curva do nível de pressão sonora ponderada (Rosa 2011).	11
Figura 15 - Perfil de velocidades em uma conduta (White Frank 2008).....	14
Figura 16 – Diagrama de Moody (Munson, Young, and Okiishi 1988).	14
Figura 17 – Túnel de ensaios BTB100000 (Engineering 2017a).	15
Figura 18 – Esquema da placa orifício (Rodrigues 2013).	17
Figura 19 – Tubo de Venturi (Baker Roger 2000).	18
Figura 20 – Tubeira (ISO 2003b).	18
Figura 21 – Esquema do tubo de Pitot.....	19
Figura 22 – Rede de <i>Kiel Probes</i> usados na F1 (Formula1News 2017).	20
Figura 23 – Medidor de caudal ultrassônico de tempo de transito (Baker Roger 2000).	21
Figura 24 – Manómetro de tubo em U (Munson, Young, and Okiishi 1988).	22
Figura 25 – Manómetro de tubo inclinado (Munson, Young, and Okiishi 1988).	23
Figura 26 – Transdutor de pressão que combina um LVDT com um tubo em C de <i>Bourdon</i> (Munson, Young, and Okiishi 1988).	23
Figura 27 – Alguns RTD's (Anacleto 2007).	25
Figura 28 – Configuração das tomadas de pressão (ISO 2007).	29
Figura 29 – Solução construtiva das tomadas de pressão (ISO 2007).....	29
Figura 30 – Retificador de caudal de células (ISO 2007).....	32
Figura 31 – Retificador de caudal em forma de estrela (ISO 2007).....	32

Figura 32 – Túnel de ensaios a jusante do ventilador, dimensões em milímetros (ISO 2007).	33
Figura 33 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com múltiplas tubeiras (ISO 2007).	35
Figura 34 – Tubeira standard.	36
Figura 35 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com placa orifício (ISO 2007).	37
Figura 36 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com tubos de Pitot (ISO 2007).	38
Figura 37 – Posição das medições do tubo de Pitot.	39
Figura 38 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com entrada cónica (ISO 2007).	40
Figura 39 – Primeiro esboço do túnel de ensaios proposto neste estudo (dimensões em mm).	41
Figura 40 – Disposição das tubeiras na placa.	43
Figura 41 – Desenho do túnel de ensaios corrigido.	44
Figura 42 – Coeficiente de perda para um difusor cónico (Munson, Young, and Okiishi 1988).	45
Figura 43 – Coeficiente de perda de carga das placas perfuradas (Weber et al. 2000).	45
Figura 44 – Curvas caraterísticas dos ventiladores VC (EFAFLU 2009).	47
Figura 45 – Ventilador ChA (EFAFLU 2009).	48
Figura 46 – Performance dos ventiladores NTF 1250 e ChA 36 ½.	48
Figura 47 – Ventilador MFB e a sua respetiva curva (EFAFLU 2009).	49
Figura 48 – Curvas caraterísticas dos ventiladores MFB 1000 e NTF 800.	49
Figura 49 – Curvas caraterísticas dos ventiladores VTTF, TFBR e TF.	50
Figura 50 – Exemplo de câmara semianecoica (ZIEHL-ABEGG 2009).	51
Figura 51 – Posição dos microfones para uma instalação do tipo A (ISO 2010).	53
Figura 52 – Esboço do túnel de ventilação.	56
Figura 53 – Estrutura de testes EFAFLU.	56
Figura 54 – Representação do ensaio de ruído com a estrutura de testes da EFAFLU.	57
Figura 55 – Vigas UPE <i>versus</i> UPN (ArcelorMittal 2016).	59
Figura 56 – Estrutura completa à esquerda e estrutura modular 1 à direita.	60
Figura 57 – Estrutura modular 2.	60
Figura 58 – Estruturas modulares 3 (esquerda) e 4 (direita).	61
Figura 59 – Estrutura modular 5.	61
Figura 60 – Estrutura com tomadas de pressão.	62
Figura 61 – Chapa com as tubeiras.	62
Figura 62 – Difusor de ligação do ventilador auxiliar ao túnel de ensaios.	63
Figura 63 – Calços anti-vibrações SV baixo à esquerda e PM à direita (Mecanocaucho 2016).	64
Figura 64 – Calços BRB (Mecanocaucho 2016) à esquerda e a estrutura de suporte à direita.	64
Figura 65 – Representação global do túnel de ensaios de ventiladores.	65

Figura 66 – Aplicação das forças numa viga IPE, no <i>software Creo</i>	65
Figura 67 – Flecha, esquerda, em mm e tensão von Mises, direita, em MPa resultante da simulação por elementos finitos sólidos da viga IPE 80.	66
Figura 68 – Aplicação de esforços na chapa do módulo 2.	66
Figura 69 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 1 mm com elementos sólidos.....	67
Figura 70 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 1 mm com elementos de casca.	67
Figura 71 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 3 mm com elementos de casca.	68
Figura 72 – Campos de tensões de von Mises, superior, em Pa e flecha, inferior, em m resultante da simulação para a estrutura simplificada.	69
Figura 73 – Tensão von Mises, superior, em Pa e flecha, inferior, em m resultante da simulação para a estrutura suporte de suporte do ventilador a testar.	70
Figura 74 – Tensão von Mises, esquerda, em MPa e flecha, direita, em mm, resultante da simulação da estrutura de suporte do ventilador auxiliar.	71
Figura 75 – Conectores QS FESTO (FESTO 2017).	72
Figura 76 – Distribuição de custos em Euros.	74

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Valores do escoamento (número de Reynolds, caudal e comprimento de entrada) para condutas de 1 e 3,4 metros em função do diâmetro em metros do ventilador usado.	28
Tabela 2 – Coeficiente de expansão em função a razão de pressões (ISO 2007).....	37
Tabela 3 – Coeficiente de correção em função do número de Reynolds	39
Tabela 4 – Vantagens e desvantagens dos tipos de túnel.	40
Tabela 5 – Vantagens e desvantagens dos caudalímetros possíveis.....	41
Tabela 6 - Capacidade de escoamento das tubeiras em função do diâmetro.....	42
Tabela 7 – Distribuição das Tubeiras na placa tendo em conta o referencial da Figura 40, em mm.	43
Tabela 8 – Disposições possíveis das tubeiras.	44
Tabela 9 – Valores aproximados do coeficiente de absorção sonora em função do tipo de laboratório (ISO 2010)	54
Tabela 10 – Peso dos componentes.	63
Tabela 11 – Aparelhos de medição de temperatura, humidade e pressão	72
Tabela 12 – Resumo de custos.	73

1 Introdução

1.1 Enquadramento do projeto e motivação

A EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A. tem vindo a apostar na venda de ventiladores para refrigeração de transformadores no mercado nacional e internacional, tendo em catálogo quatro modelos. Estes ventiladores são caracterizados nas suas folhas de especificações através de dados obtidos analiticamente e experimentalmente em ensaios que não respeitam integralmente os requisitos exigentes das normas europeias. Assim, surgiu a necessidade de desenvolver um túnel de ensaios que permita analisar a performance destes ventiladores segundo as normas vigentes permitindo caracterizar integralmente os ventiladores no que diz respeito a caudal, ruído, consumo e eficiência. Este túnel de ensaios será fundamental para testar novos ventiladores que venham a ser desenvolvidos, bem como conhecer com exatidão a gama já existente.

1.2 Desenvolvimento do laboratório de ensaios na EFAFLU

A EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A. (logotipo na Figura 1) é um dos fabricantes mais antigos de bombas hidráulicas e ventiladores em Portugal. Criada em 1946, especializou-se na ventilação no setor terciário e industrial.



Figura 1 – Logotipo da EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A.

A sede social, plataforma logística, serviço ao cliente, serviço pós-venda e centro de I&D estão localizados na Póvoa de Varzim, onde trabalham um total de 70 pessoas. Com uma delegação em Lisboa e empresas na Inglaterra e Espanha, a expansão de produtos e hipóteses de mercado tornam-se mais fáceis. O desenvolvimento dos produtos está entregue a um centro de I&D com engenheiros que trabalham na conceção, desenvolvimento e projeto, que com o apoio de ferramentas CAD e um laboratório de ventilação desenvolvam e validam novos produtos.

O principal foco de mercado é o desenvolvimento de sistemas de ventilação e bombas à medida do cliente, pois a EFAFLU tem a flexibilidade necessária ao fabrico e desenvolvimento por medida. A produção em série é garantida graças a uma rede qualificada com parceiros de fundição, fabricação mecânica e fornecedores de componentes. A montagem e maquinaria são realizadas na EFAFLU, permitindo o fabrico com qualidade controlada. O volume de negócios anual tem um valor de 6 500 000€.

A manutenção e assistência ao cliente, tanto no aconselhamento técnico como na seleção de equipamentos, é garantida por uma equipa de apoio técnico e comercial. O seguimento de encomendas e expedição estão assegurados pelo serviço ao cliente. A EFAFLU tem como clientes de referência a Galp Energia, EFACEC, EDP, Metro do Porto e de Lisboa, BP, entre outros; tendo participado em projetos como um conjunto de centros comerciais, túneis e ETAR's por todo o país e no estrangeiro.

A necessidade de equipamentos de ventilação abrange um conjunto de áreas, desde a ventilação de desenfumagem, proteção contra incêndios, climatização e difusão, sendo que a venda de ventiladores para a refrigeração de transformadores tem aumentado e novos produtos têm sido desenvolvidos pela empresa. Assim sendo é necessário testar e normalizar os ventiladores produzidos recorrendo a um banco de ensaios capaz de analisar um conjunto de dados conducentes às curvas características dos equipamentos.

1.3 Objetivos do projeto

O objetivo deste projeto é desenvolver um laboratório de ensaios de performance e ruído de ventiladores para refrigeração de transformadores que permita obter todos os dados de caudal, ruído, consumo e eficiência necessários para caracterizar um ventilador, respeitando as mais recentes normas europeias. No final deste projeto pretende-se ter concebido o túnel para ensaios de ventiladores, produzido os desenhos técnicos para o seu fabrico, selecionar a instrumentação necessária e realizar a orçamentação e a respectiva análise de custos.

1.4 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está organizada em cinco capítulos, incluindo o presente os quais abordam os seguintes assuntos:

No primeiro capítulo apresenta-se o enquadramento do estudo, os objetivos e a sua estrutura.

No segundo capítulo abordam-se os aspetos teóricos e estado da arte relativo aos ventiladores e a instrumentação necessária para projetar um banco de ensaios, bem como temas fundamentais para desenvolver o túnel, os escoamentos e o ruído.

No terceiro capítulo desta dissertação serão citadas e resumidas as normas que deverão ser cumpridas no estudo (referencial normativo). Estas normas impõem as restrições que terão de ser respeitadas ao longo de todo o projeto. Neste capítulo também são apresentadas as especificações técnicas dos equipamentos a projetar neste estudo.

No quarto capítulo é apresentado o dimensionamento final, bem como serão selecionados os equipamentos relativos à instrumentação. O laboratório de ruído também será dimensionado.

No último capítulo é apresentado o projeto final bem como o custo total previsto para o seu desenvolvimento, sendo que serão apresentadas as conclusões finais e trabalhos futuros.

2 Estado da Arte

Neste capítulo todos os conceitos teóricos necessários para desenvolver o túnel de ensaios para ventiladores serão explicados. Primeiramente serão abordadas as máquinas denominadas ventiladores, de seguida são referidos aspeto relacionados com o ruído e por fim são mencionados os instrumentos de medição necessários. Para desenvolver um banco de ensaios de ventiladores, a análise de escoamento de fluidos é fundamental, sendo assim este tema também abordado.

2.1 Ventiladores

Neste subcapítulo abordam-se os ventiladores, máquinas que transferem energia a gases, sendo capazes de movimentar um fluido. Quando o fluido a ser movimentado é ar ou outros gases, o uso de ventiladores é recomendado. Quando o fluido a transportar se tratar de um líquido, a máquina usada já se denomina de bomba, que apesar de serem máquinas semelhantes aos ventiladores, a pressão de trabalho é bastante superior. Existem vários tipos de ventiladores, desde pequenos aparelhos para arrefecer componentes eletrónicos, a grandes ventiladores com aplicações em grandes construções.

Os ventiladores normalmente funcionam a baixas velocidades e são capazes de movimentar grandes quantidades de ar com baixo aumento de pressão. Como o fluido em questão é um gás, pode ser comprimido o que resultará numa modificação das propriedades termodinâmicas do fluido. Apesar disso normalmente a densidade do fluido não se altera mais do que 7%. Quando o escoamento se opera com um número de Mach elevado (maior que 0,15) a compressão do ar é um fator a ter em conta (ISO 2007). O número de pás é um fator importante na produção de ruído, sendo que com o aumento do número de pás o ruído, o caudal e a eficiência tendem a aumentar (Munson, Young, and Okiishi 1988).

A performance de um ventilador é ilustrada através da curva característica do ventilador, que indica a relação entre o caudal e a pressão. Esta relação é mostrada na Figura 2. Intersectando a curva da perda de carga do sistema com a curva do ventilador é possível obter o ponto de funcionamento, como está explícito na Figura 3. O objetivo no projeto de um sistema com um ventilador é que o ponto de funcionamento esteja o mais próximo possível do ponto de eficiência máxima. No ponto de eficiência máxima o ruído deve ser o mínimo atingido pelo ventilador. Esta curva é obtida para um conjunto particular de condições, tais como a sua rotação e potência do motor. Quando o ponto de funcionamento está muito distante do ponto de eficiência máxima o escoamento torna-se instável aumentando o ruído produzido (Yahya 1987).

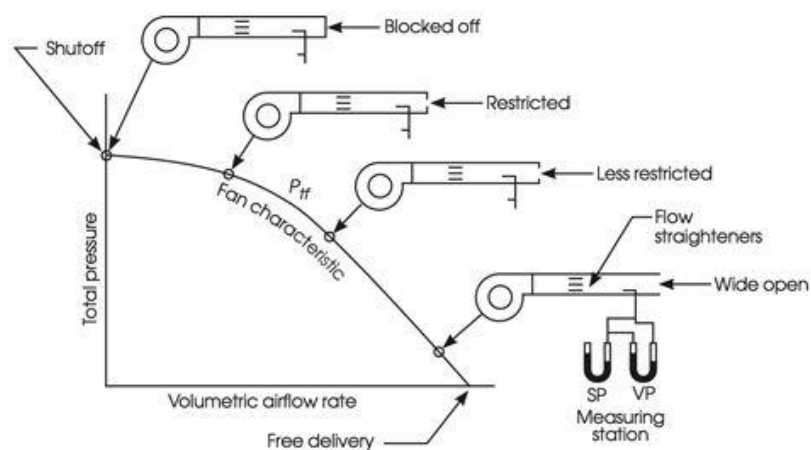


Figura 2 – Curva de um ventilador (Dwyer 2011a).

A perda de carga do sistema é a soma de todas as perdas de pressão no sistema, que podem ser condutas, joelhos, obstáculos, entre outros. Para um determinado ventilador, o caudal que ele injeta num sistema com condutas estreitas e com bastantes restrições será menor que um sistema com menos restrições e condutas largas. É preciso também ter em atenção que a perda de carga do sistema aumenta com o aumento do caudal numa razão quadrática. Para sistemas já existentes a perda de carga pode ser medida; em contrapartida, quando o sistema apenas está projetado é possível obter a perda de carga teórica por um conjunto de expressões analíticas com base empírica. A variação do caudal é diretamente proporcional à variação da velocidade de rotação, já a variação da pressão é proporcional ao quadrado da variação da rotação (Eck 1973, Munson, Young, and Okiishi 1988).

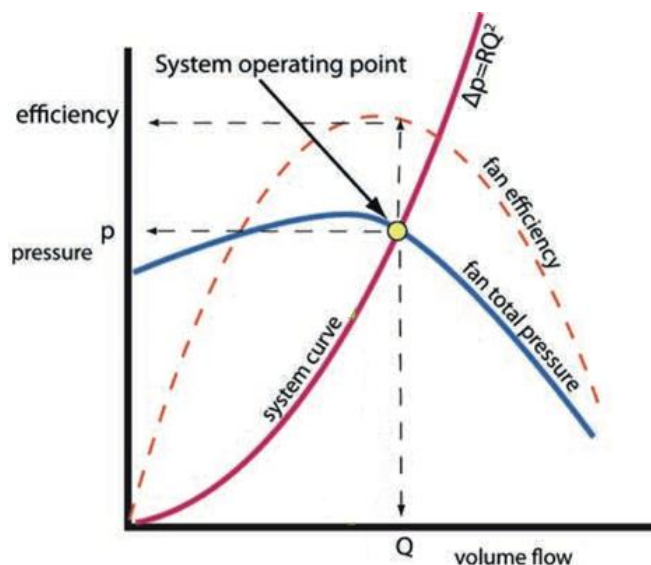


Figura 3 – Curva do ventilador e sistema (Dwyer 2011a).

A curva de um ventilador depende de um conjunto de fatores entre eles potência, rotação e inclinação das pás, o diâmetro do impulsor e o número de pás. Se for necessário aumentar o caudal que um ventilador gera num determinado sistema pode-se aumentar a velocidade de rotação e assim conseguir um maior caudal e pressão em detrimento do ruído, pois este está diretamente relacionado com a velocidade de rotação das pás. Essa variação de velocidade pode ser conseguida por um variador de frequência acoplado ao motor de acionamento do ventilador. Se for necessário reduzir o caudal, existem 2 métodos possíveis. O primeiro é restringir o escoamento e com isso aumentar a perda de carga do sistema. O segundo método é reduzir a rotação da turbina, sendo este o método mais eficiente pois implica uma menor energia. Esta redução de rotação pode ser conseguida com o uso de um motor com maior número de pólos, variador de frequência ou sistema de transmissão entre o motor e o ventilador (Yahya 1987).

Os ventiladores dividem-se em dois grandes grupos, os axiais e os centrífugos. Esta divisão é estabelecida atendendo ao percurso que os gases fazem no ventilador. Nos ventiladores axiais o fluido movimenta-se paralelamente com o eixo de rotação das pás. Já nos ventiladores centrífugos o fluido entra paralelamente ao eixo de rotação do impulsor, tal como o ventilador axial, mas a saída é perpendicular ao eixo de rotação do ventilador. Devido a estas particularidades os ventiladores têm formas diferentes. Nos subcapítulos seguintes descrevem-se estes dois tipos de ventiladores.

2.1.1 Ventiladores centrífugos

O ventilador centrífugo consiste num impulsor em que as suas pás estão entre uma caixa ou jaula. O fluido entra axialmente pelo impulsor, que o centrifuga de uma zona de baixo raio até uma zona de raio maior, acelerando e aumentando a pressão do fluido. A saída

dá-se radialmente como é possível ver na Figura 4. Este tipo de ventiladores normalmente está associado a uma polia para reduzir a velocidade de rotação ou a um variador de frequência. A direção das pás é muito importante para a performance do ventilador, eficiência e forma da curva do ventilador, dividindo estes em 3 tipos: pás curvadas para trás, pás retas e pás curvadas para frente (Yahya 1987).

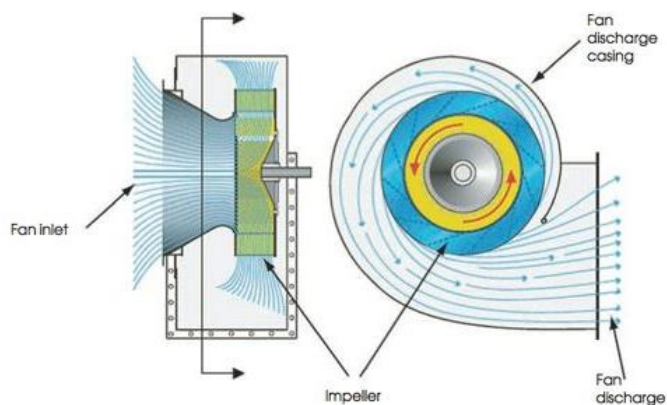


Figura 4 – Ventilador centrífugo com pás inclinadas para trás (Engineers and Association 2006).

Os ventiladores centrífugos de pás curvadas para trás, isto é, com as pás inclinadas no sentido oposto da rotação. São os mais eficientes entre todos os ventiladores centrífugos, podendo chegar a 90% de eficiência. Como a velocidade do escoamento é menor, o ruído também será menor. Na Figura 5 está representado um ventilador deste tipo.



Figura 5 – Ventilador centrífugo EFAFLU.

O ventilador centrífugo de pás retas é bastante comum, geralmente de custo baixo e com capacidades de desenvolver altas pressões. São capazes de trabalhar com fluidos bastantes corrosivos e densos. Como as pás têm um ângulo de saída elevado (90°) criam uma alta turbulência induzindo a um elevado nível de ruído. Estes ventiladores são indicados para utilizações com altas percentagens de poeiras no ar, pois, estes são pouco propícios a erosão, falha e bloqueio (Yahya 1987).

Quando as pás estão inclinadas na direção do movimento de rotação os ventiladores são indicados para pressões baixas e grandes caudais. Como a pressão nestes ventiladores é menor, normalmente estes apresentam menores dimensões, mais leves e baratos do que os ventiladores com pás inclinadas para a trás. A sua eficiência é próxima de 70% (Yahya 1987).

2.1.2 Ventiladores axiais

Os ventiladores axiais são os ventiladores mais simples e são indicados para situações em que não hajam perdas de carga elevadas e seja exigido caudal elevado. Ao contrário dos ventiladores centrífugos o fluido não muda de direção, ou seja, são ventiladores em linha. Devido às pressões envolvidas serem baixas, o uso de ligas leves e plásticos nas pás é usual. Quando o ar sai do ventilador axial terá uma componente helicoidal devido à rotação das pás. Esta componente poderá ser eliminada com sistema de retificação de caudal, como guias ou reguladores de caudal em forma de favo de mel ou placas perfuradas.

Podem-se dividir os ventiladores axiais em função da saída e entrada, isto é, se estas são entubadas ou livres; assim chega-se a 4 tipos de ventiladores axiais. O ventilador de saída e entrada entubada são bastantes eficientes. Um exemplo destes ventiladores são os ventiladores de impulso. Estes são usados em túneis e parques de estacionamento fechados, para permitir a renovação do ar poluído proveniente da combustão automóvel e para a exaustão de fumo no caso de incêndio (EFAFLU 2007).

Os ventiladores com uma das ligações entubadas, normalmente a saída, permitem altas cargas e são os mais eficientes. Normalmente têm guias para conduzir o escoamento para que este se mantenha regular antes e depois de passar pelas pás, e eliminar o vórtex na saída. Sendo assim sempre que for necessário um escoamento desenvolvido e regular deve-se usar este tipo de ventiladores.

Os ventiladores sem ligações entubadas são usados para baixas velocidades e criam grandes caudais apesar da sua baixa eficiência. Os ventiladores responsáveis pela refrigeração dos transformadores são um exemplo deste tipo de ventiladores.

Uma variação do ventilador axial foi desenvolvida denominando-se ventilador misto ou semi-axial. Este ventilador tem um impulsor cónico onde o ar se desloca radialmente pelos canais de expansão e depois por um difusor, como é possível observar na Figura 6. Esta combinação consegue produzir pressões bastante mais elevadas que os ventiladores axiais comuns, sendo o seu ruído e eficiência semelhantes aos ventiladores centrífugos de pás inclinadas para trás (Dwyer 2011b).

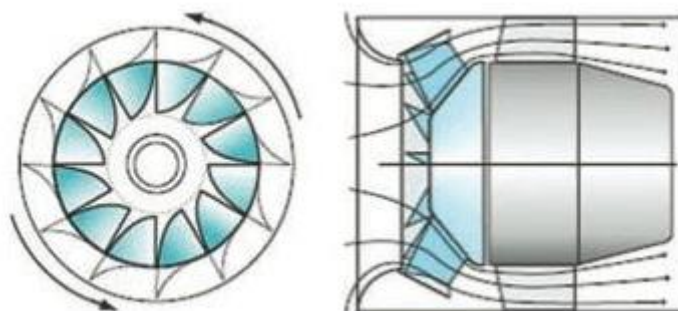


Figura 6 – Ventilador misto (Dwyer 2011b).

Ventiladores para transformadores

Os ventiladores usados na refrigeração de transformadores são ventiladores axiais de grandes dimensões e o seu ciclo de trabalho é longo e por esse motivo estes ventiladores têm características excecionais e longo tempo de vida. Estes ventiladores estão responsáveis por promover a circulação de ar para arrefecer o óleo do transformador. Normalmente todos os ventiladores são acionados quando o óleo atinge uma determinada temperatura, ou seja, trata-se de um sistema de uma fase. Para uma melhor economia e eficácia pode-se ter um sistema de duas fases, em que o sistema tem duas temperaturas de referência, portanto, quando se atinge a

primeira temperatura de referência apenas acionará metade dos ventiladores. Após o primeiro estágio dos ventiladores ter sido energizado e se a temperatura do óleo do transformador continuar a subir até à segunda temperatura de referência, o termómetro de óleo envia um sinal ao controlo para acionar o segundo estágio dos ventiladores.

Os corpos destes ventiladores são em aço ao carbono e as pás em alumínio. O equilíbrio dinâmico que se faz em fábrica permite garantir a minimização de vibrações, permitindo aumentar o tempo de vida dos rolamentos. Estes ventiladores podem ser galvanizados a quente ou então protegidos com uma pintura C5-M de 320 μm (EN 2011).

A galvanização a quente é um processo de aplicação de revestimentos de zinco a componentes de aço através de imersão do componente em banho de zinco fundido. A simplicidade do processo de galvanização a quente é uma vantagem sobre outros métodos de proteção contra a corrosão.

A EFAFLU – Bombas e Ventiladores, S.A. produz 4 tipos de ventiladores para transformadores de várias dimensões, de 450 mm a 1000 mm de diâmetro, sendo que está em projeto o desenvolvimento de um ventilador com dimensões maiores (1250 mm). O primeiro tipo de ventiladores para transformadores é o TF (Figura 7). Trata-se de um ventilador de menores dimensões, com diâmetro de 450 mm e largura de 282 mm. Um ventilador acoplado com motores de potências diferentes produz um caudal e ruído diferente. Assim para cada utilização deve-se escolher o par motor e ventilador adequado.



Figura 7 – Ventilador TF, EFAFLU.

Em casos em que as condições atmosféricas sejam mais exigentes é aconselhável a proteção do motor. Essa proteção pode ser conseguida através da extensão da capa ou corpo do ventilador. Esse modelo foi proposto pela EFAFLU e é denominado VTTF (Figura 8). Com diâmetro de 450 mm e possibilidade de acoplar com dois tipos de motores é possível atingir um caudal de 6320 m^3/h . As curvas dos ventiladores TF e VTTF estão presentes na Figura 9. De referir que estas curvas características foram obtidas pelo fornecedor das turbinas, sendo estas obtidas com ventilador com corpos diferentes aos ventiladores fabricados na EFAFLU e em condições de ensaio diferentes às das normas europeias. Com o túnel de ventilação a projetar neste trabalho será possível também avaliar as perdas de pressão provocadas pelas redes, algo não considerado nas curvas características apresentadas.



Figura 8 – Ventilador VTTF, EFAFLU.

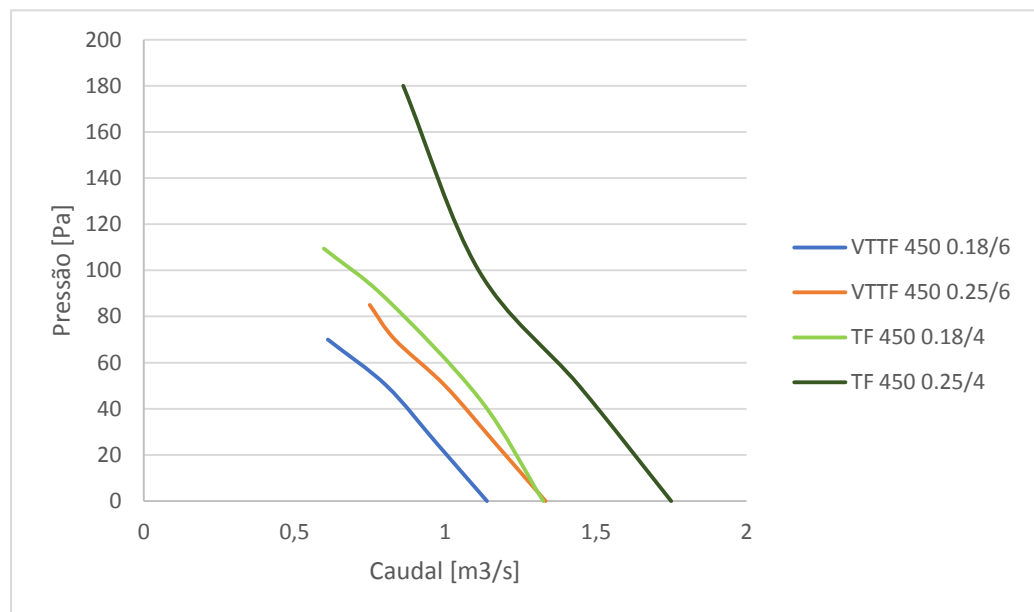


Figura 9 – Curvas características dos ventiladores VTTF e TF para diferentes motores de acionamento (diâmetro potência/número de pólos).

Para aplicações em que se deseje um ruído reduzido, a EFAFLU desenvolveu o ventilador TFBR que com diâmetros maiores (500 e 550 mm) que o TF, permite produzir um ruído menor. Este baixo ruído é conseguido devido a um design alternativo, como é possível verificar na Figura 10, e baixas velocidades de rotação. A sua performance pode ser analisada na Figura 11.



Figura 10 – Ventilador TFBR, EFAFLU.

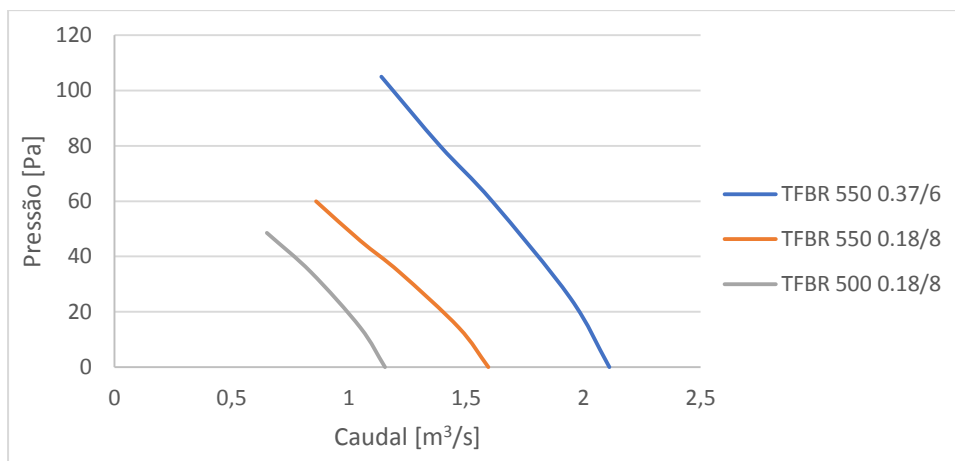


Figura 11 – Curvas características dos ventiladores TFBR para diferentes motores de acionamento (diâmetro potência/número de pólos).

Para aplicações em que é necessário um caudal elevado e que permita um atravacamento de grandes dimensões os ventiladores NTF são recomendados (Figura 12). Ventiladores com dimensões de 800 e 1000 mm, permitem grandes caudais, como é possível verificar na Figura 13. Devido às suas grandes dimensões e por esse mesmo motivo ser necessário um motor de maiores potências e dimensões, estes ventiladores têm pesos elevados, que podem chegar aos 100 kg. Um ventilador NTF de 1250 mm está a ser desenvolvido, sendo este ventilador o ventilador com maior caudal que será testado no túnel de ventilação.



Figura 12 – Ventilador NTF, EFAFLU.

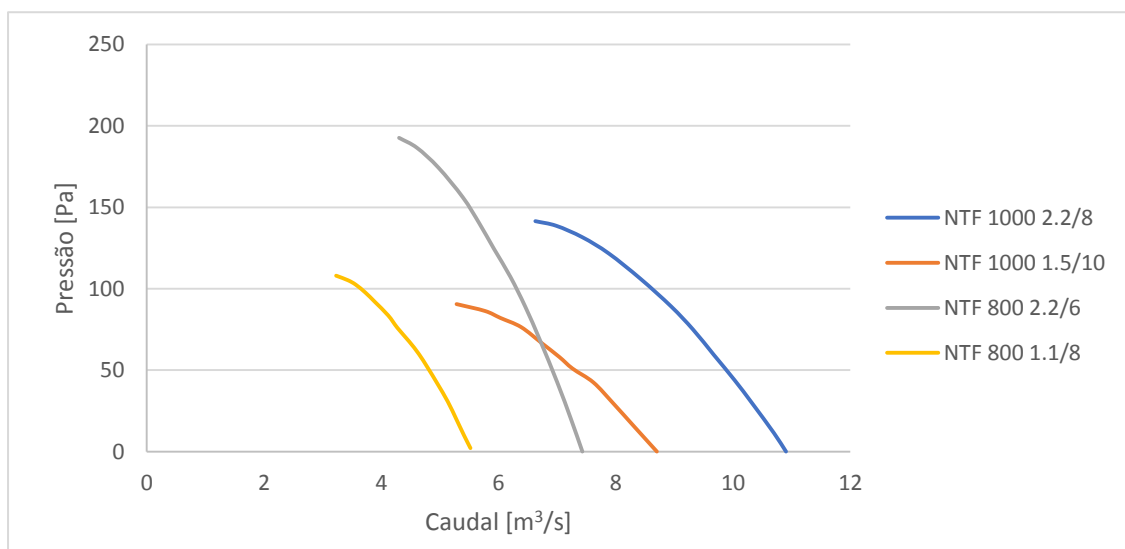


Figura 13 – Curvas características dos ventiladores NTF (diâmetro potência/número de pólos).

2.2 Ruído

O ruído é um fator fundamental na caracterização de um ventilador. Neste subcapítulo será abordado o ruído e como os ventiladores estão diretamente ligados ao mesmo.

O ruído é um som não desejável e incômodo, que pode provocar lesões auditivas conducentes à surdez ou prejudicar a qualidade de audição. O som propaga-se por um meio material a uma velocidade característica, de forma circuncêntrica a partir da fonte emissora. Pode-se definir som como um conjunto de ondas de pressão que necessitam de um meio com inércia e elasticidade para se propagarem. O som propaga-se de forma diferente em condições ambientais distintas (AMCA 1965). O som produzido por um emissor é na sua maior parte um conjunto de sinais sonoros. Estes sinais sonoros são representados por uma onda sinusoidal, possuindo uma frequência e uma amplitude. A amplitude é medida em decibéis ou em Pascal, sendo que o ser humano tem a capacidade de detetar a partir de 1 dB e o limiar da dor situa-se em cerca de 120 dB.

Para caracterizar um ruído é necessário determinar o nível sonoro para cada frequência. Esta análise é denominada análise espectral. A escala de frequências é, usualmente, dividida em três grandes grupos: infrassons, gama de frequências audíveis e ultrassons. A gama audível está compreendida entre frequências de 20 Hz e 20000 Hz. Essa gama audível pode ser dividida em 8 grupos de frequências designadas por oitavas, sendo que as oitavas podem ser divididas em terço de oitava. Cada banda oitava representa o dobro do valor, em Hz, da frequência que lhe antecede, coincidindo o valor máximo de uma banda com o valor mínimo da banda precedente, de forma a cobrir todo o espectro de audição humana (Pinto 2009, Rosa 2011).

A escala decibel é logarítmica e adimensional exprimindo o nível de intensidade sonora, num ponto, em relação a um valor de referência. Como o decibel não é uma grandeza aditiva, para somar ou subtrair decibéis é necessário realizar uma soma logarítmica. Sendo assim o nível de pressão sonora é dado por:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (2.1)$$

em que:

L_p é o nível de pressão sonora em dB,

p é a pressão sonora considerada em Pa,

p_0 é a pressão sonora de referência, normalmente 20 μ Pa.

A sensação auditiva do ouvido humano é pouco sensível às frequências muito baixas bem como muito altas, logo o nível da pressão sonora deve ter em conta esse fator. Assim surgiu o nível de pressão sonora ponderado A, expresso em dB(A), nível ponderado por um coeficiente dependente da frequência de forma a ter em conta a sensibilidade auditiva humana à frequência. Existem 4 ponderações (A, B, C, D) sendo que a A é a que melhor representa a resposta do ouvido humano numa situação com ruído industrial. Na Figura 14 estão representadas as curvas ponderadas, sendo que o nível da pressão sonora ponderada será a pressão sonora menos a atenuação.

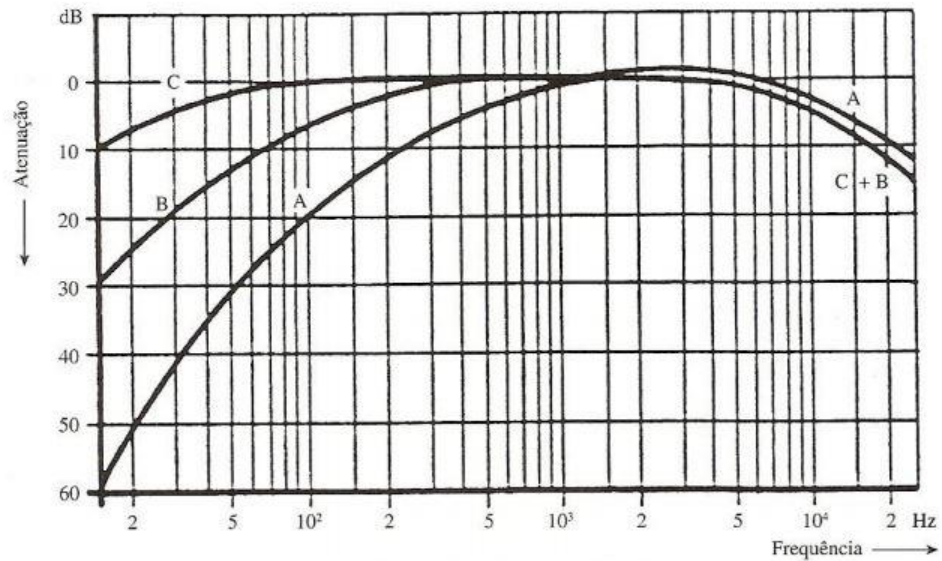


Figura 14 – Curva do nível de pressão sonora ponderada (Rosa 2011).

O nível de pressão sonora depende da distância do recetor ao emissor e as condições atmosféricas. Sendo assim, a pressão sonora não será um valor intrínseco da fonte sonora. Assim se desenvolveu uma característica que fosse intrínseca e não dependesse das condições de medição, denominada potência sonora. Pode-se definir potência sonora como a capacidade que um aparelho tem de emitir ruído, sendo calculada pela equação (2.2):

$$L_w = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.2)$$

em que:

- L_w é o nível da potência sonora em dB,
- P é a potência sonora em W,
- P_0 é a potência sonora de referência em W.

Para obter o nível da potência sonora em função do nível da pressão sonora é necessário saber o método de medição do ruído. Como o nível de pressão sonora é o valor medido pelos métodos de medição usuais esta relação é importante. Na medição também é importante ter em atenção o ruído de fundo e as condições de medição (AMCA 1965).

2.2.1 Ruído nos ventiladores

O ruído é algo que se tenta minimizar no desenvolvimento de ventiladores. Quando um ventilador está bem instalado e equilibrado, o ruído mecânico provocado pelas vibrações é bastante reduzido quando comparado com o ruído aerodinâmico. Quando um escoamento turbulento interage com as pás do ventilador cria-se um campo de tensões na sua superfície, sendo essas tensões responsáveis pelo ruído gerado. Como a turbulência aumenta com o aumento do caudal, o ruído também irá aumentar, ou seja, se é necessário um ventilador de baixo ruído a rotação das pás terá que ser baixa. A separação do escoamento irá aumentar o ruído, bem como obstáculos perto do caudal de saída e entrada do caudal do ventilador. Se for necessário reduzir o ruído de um ventilador deve-se utilizar o ventilador no ponto de eficiência máxima (Van der Spuy 1997).

O ventilador deve funcionar à máxima eficiência ou rodar a baixas velocidades para produzir o mínimo ruído. Outros métodos podem ser aplicados para a redução do ruído, como o uso de silenciadores nas saídas e entradas, produzir escoamento uniformes ou usar materiais

rígidos no corpo para limitar vibrações. Alguns fabricantes usam materiais elásticos como a cortiça para minimizar vibrações entre ligações aparafusadas.

2.2.2 Medição de ruído

Para a medição de ruído destacam-se 2 equipamentos, os sonómetros e os dosímetros.

Sonómetro

O sonómetro é um equipamento bastante usado para a medição do nível de pressão acústica. É constituído por um microfone, um amplificador e um circuito de medida. As variações de tensão são de amplitude bastante reduzida e por esse mesmo motivo é preciso ampliá-las antes de serem medidas. Os sonómetros têm a capacidade de seleccionar filtros ponderadores. O microfone é protegido com uma bola de esponja para reduzir o ruído provocado pelo descolamento de ar perto do microfone para velocidades elevadas. Normalmente os fornecedores dos microfones dividem-nos em três tipos; os microfones de campo livre, de pressão e de incidência aleatória. Os microfones de campo livre são os indicados para os ensaios de ruído de ventiladores e devem estar orientados para a fonte sonora. Os microfones de pressão são indicados para medir o ruído numa superfície, sendo indicados para serem acoplados à superfície. Os microfones de incidência aleatória são usados quando existe um ambiente altamente refletor ou quando existem muitas fontes sonoras dispersas como uma estrada movimentada.

A característica integradora do sonómetro permite que o mesmo analise e pondere em A, em espaços de tempo predefinidos, transformando-os num valor, constantemente atualizado. Normalmente, a leitura é efetuada de forma periódica definida pelo utilizador. Os sonómetros integradores podem, ou não, possuir a característica de análise em frequência (Pinto 2009).

Dosímetro

O dosímetro é um aparelho capaz de acumular os sinais sonoros num condensador para que depois estes sejam tratados para análise de pontos máximo e médio. São utilizados recorrentemente para fazer estudos de ruído a que um trabalhador está sujeito. Para isso o trabalhador usará o dosímetro num dia de trabalho e este captará dados nesse período de tempo. À semelhança do sonómetro, o dosímetro capta o ruído num determinado período de tempo. Assim surgiu o nível sonoro contínuo equivalente, valor que permite analisar a exposição de ruído de um trabalhador, sendo um valor que agrupa os valores de ruído analisados pelo dosímetro. O nível sonoro contínuo equivalente ponderado A é dado pela seguinte expressão:

$$L_{Aeq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \frac{[p_A(t)]^2}{[p_0]^2} dt \right] \quad (2.3)$$

em que:

$T = t_2 - t_1$ é tempo de exposição do trabalhador ao ruído em segundos,
 $p_A(t)$ é a pressão sonora instantânea ponderada em A em Pa,
 p_0 é a pressão sonora de referência, 20 μ Pa.

Para a análise do ruído de um ventilador o uso de sonómetros é recomendado, pois, o ruído de um ventilador é constante e segue as normas ISO 3744, ISO 13347-1 e ISO 13347-3.

2.3 Escoamento

A análise do escoamento é fundamental para compreender a performance de um ventilador. Um escoamento numa conduta terá um comportamento diferente a um escoamento livre, sendo que um túnel de ensaios terá que simular as condições de trabalho.

Pode-se dividir os escoamentos em dois tipos: escoamentos turbulentos e laminares. O cientista Osborne Reynolds (1842-1912) foi o primeiro a distinguir os tipos de escoamentos, através de uma relação denominada número de Reynolds presente na equação (2.4). O escoamento laminar é muito homogêneo e mais simples de prever. O escoamento turbulento é predominantemente paralelo à conduta mas também apresenta componentes aleatórias e normais ao eixo. Este tipo de comportamento é mais difícil de caracterizar. Normalmente considera-se que para números de Reynolds menores que 2100 o escoamento é laminar e para maior de 4000 o escoamento é turbulento. Para números de Reynolds entre estes dois limites, o escoamento pode apresentar, alternadamente e de um modo aleatório, características laminares e turbulentas (escoamento de transição) (Munson, Young, and Okiishi 1988).

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.4)$$

em que:

ρ é a massa volúmica do fluido em kg/m³,

v é a velocidade do escoamento em m/s,

D é o diâmetro da conduta em m,

μ é a viscosidade dinâmica do fluido em Pa/s.

Como qualquer escoamento numa conduta, o ar irá sofrer efeitos viscosos provenientes das interações com as paredes das condutas. As camadas viscosas crescem a jusante, retardando o escoamento próximo à parede e, portanto, acelerando o escoamento na região central para manter o requisito de continuidade incompressível. Um perfil de velocidades é demonstrado na Figura 15, sendo visível que a velocidade se vai ajustando até tomar um perfil que não se altera mais em x . À distância percorrida pelo fluido até que se atinga um perfil completamente desenvolvido denomina-se comprimento de entrada. Esse comprimento depende do número de Reynolds, do diâmetro da conduta e do tipo de escoamento (White Frank 2008). Para o escoamento laminar, a correlação aceita para o comprimento de entrada é dada pela equação (2.5); já para o escoamento turbulento a correlação é dada pela equação (2.6):

$$\frac{L_e}{d} \approx 0,06 Re \quad (2.5)$$

$$\frac{L_e}{d} \approx 4,4 Re^{1/6} \quad (2.6)$$

em que:

L_e é o comprimento de entrada em m,

d é o diâmetro da conduta em m,

Re é o número de Reynolds.

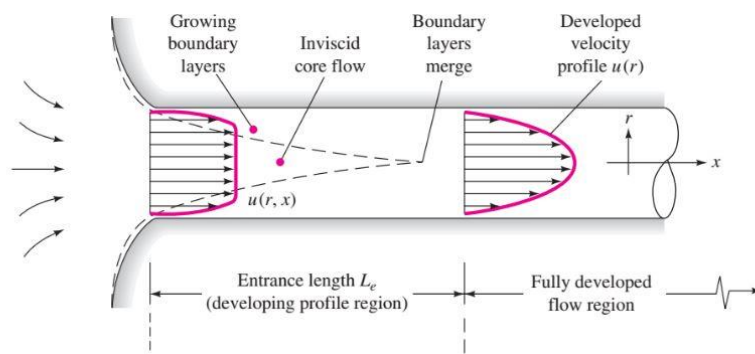


Figura 15 - Perfil de velocidades em uma conduta (White Frank 2008).

O uso de pequenos comprimentos em virtude da obtenção de um escoamento pouco afetado pela viscosidade das paredes, mantendo um núcleo com velocidade pouco afetada pela viscosidade, é bastante comum em túneis de vento dedicados a simular condições de voo. No caso do túnel de ensaios para ventiladores o perfil de velocidades será fundamental para o medidor de caudal, bem como a eliminação do *swirl* ou vórtex do escoamento, isto é, a componente helicoidal da velocidade do fluido.

A análise do escoamento também é fundamental para determinar a perda de carga provocada pelas paredes da conduta. A perda de carga é função da tensão de corte. Esta tensão corresponde à resistência tangencial que a superfície exerce sobre um fluido. Uma diferença fundamental entre o escoamento laminar e turbulento reside no fato de que a tensão de corte no escoamento turbulento é dependente na massa específica do fluido. A tensão de corte num escoamento laminar é independente da massa específica, da viscosidade e da rugosidade da conduta. Assim sendo a perda de carga num regime turbulento será função da rugosidade da conduta ϵ , das características dimensionais da conduta D e l , viscosidade e massa específica do fluido μ e ρ e a velocidade do escoamento V . Para que o cálculo seja simples foi desenvolvido o diagrama de *Moody* (Figura 16), que fornece o fator adimensional f em função de Re e da rugosidade relativa. Com o fator adimensional f pode-se então calcular a perda de carga através da equação (2.7) (Munson, Young, and Okiishi 1988).

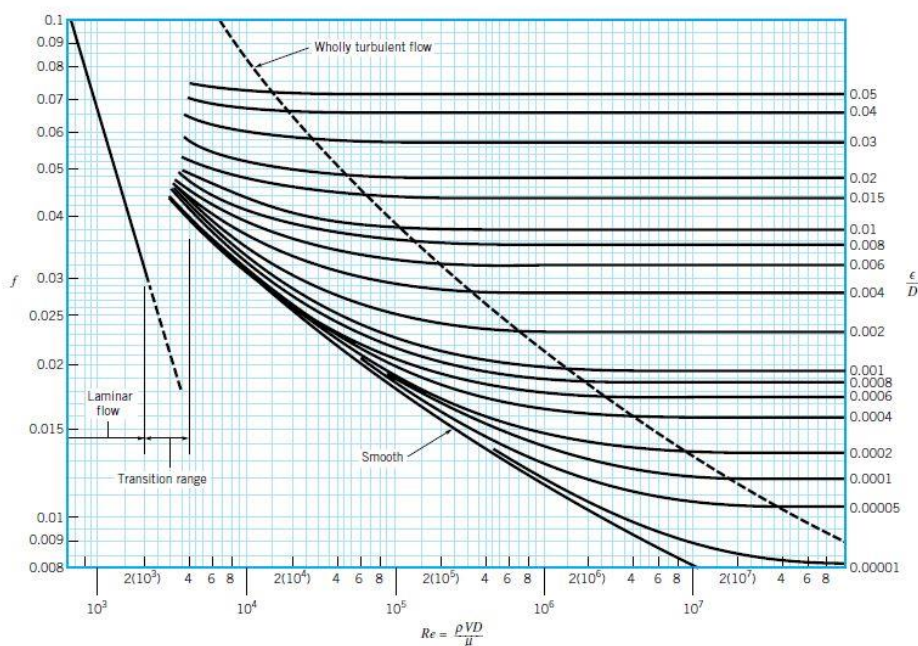


Figura 16 – Diagrama de Moody (Munson, Young, and Okiishi 1988).

$$\Delta p = f \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2.7)$$

em que:

Δp é a diferença de pressão em Pa,
 f é o fator de atrito,
 l é o comprimento da conduta em m,
 D é o diâmetro da conduta em m,
 ρ é a massa volúmica do ar em kg/m³,
 v é a velocidade do escoamento m/s.

2.4 Bancos de ensaios disponíveis no mercado

No mercado existem muitos bancos de ensaios para ventiladores para caudais pequenos, menores que 5000 m³/h, e diâmetros reduzidos. Contudo existe um banco de ensaios de grandes dimensões comercializado pela empresa alemã EP-Engineering, modelo BTB100000 (Figura 17), capaz de produzir um caudal de 100 000 m³/h. É constituído por um ventilador auxiliar, tubos de Venturi ou medidores ultrassónicos de caudal. Por se tratar de um banco com propriedades únicas, tem grandes dimensões, 10 metros de comprimento, 2,85 metros de largura e 4,6 metros de altura. É possível alterar qualquer propriedade do equipamento tendo em conta as necessidades do cliente.



Figura 17 – Túnel de ensaios BTB100000 (Engineering 2017a).

Outra empresa alemã, a Westenberg Engineering, também produz três bancos de testes de ventiladores que respeitam a norma ISO 5801, sendo que o maior tem um caudal de 5000 m³/h, valor abaixo dos ventiladores que se pretende caracterizar na EFAFLU. No mercado também é possível encontrar um conjunto de túneis de ventilação de pequenas dimensões para fins educativos (Engineering 2017b).

Os túneis de ventilação para ventiladores disponíveis no mercado são constituídos normalmente pelos seguintes componentes:

- Medidor de caudal – este dispositivo está presente em todos os bancos de ensaios sendo que pode ser uma placa orifício, tubeiras ou tubos de Venturi;
- Ventilador auxiliar – necessário para compensar as perdas de carga do sistema;
- Retificador de fluxo – responsável pela eliminação de vórtex no escoamento;

- Sensores – a banca de ensaios contém sensores que permitem medir a pressão e temperatura ambiente, temperatura e pressão de saída do ventilador e a performance do motor elétrico e do ventilador auxiliar;
- Regulador de caudal – permite alterar a perda de carga e como esta influência o caudal.

O ruído produzido pelo ventilador não é medido em nenhum dos bancos de testes referidos, algo que terá de ser considerado no banco de ensaios a desenvolver, pois, o baixo ruído produzido pelo ventilador é fundamental para o seu bom funcionamento e para a satisfação do cliente. Normalmente o ventilador está dimensionado para produzir o menor ruído para a zona de eficiência máxima. A norma ISO 5801 não contempla o uso de aparelhos de medição do ruído, por isso será importante adaptar o túnel de ventilação para que este tenha a capacidade de medir o ruído segundo as normas ISO 13347-1, ISO 13347-3 e ISO 3744 (ISO 2007, 2004a, b, 2010).

2.5 Instrumentação de medição

2.5.1 Medição de caudal

Pode-se dividir os medidores de caudal em dois grupos, os volumétricos que determinam o caudal em volume do fluido e os mássicos que determinam o caudal mássico. O caudal volumétrico pode ser determinado diretamente, algo pouco usual, e indiretamente, através da medição da velocidade ou da queda de pressão controlada. As técnicas de pressão diferencial dominam o mercado e a indústria, mas com o crescente desenvolvimento tecnológico outras técnicas têm vindo a ser desenvolvidas.

Caudalímetros diferenciais de obstrução permanente

Os sensores que usam a pressão diferencial são dispositivos mecânicos de obstrução parcial do fluxo com duas tomadas de pressão. Quando um fluido passa por estes dispositivos gera-se uma pressão diferencial. Os dispositivos que usam a queda de pressão com a forma de obter o caudal são as placas orifício, tubos de Venturi e tubeiras. Em seguida serão descritos os caudalímetros diferenciais de obstrução permanente.

As placas orifício são um dispositivo bastante usado devido à sua simplicidade e baixo custo, apesar de induzirem uma perda de carga elevada ao sistema. Este dispositivo consiste numa placa metálica furada que obrigará o fluido a passar pelo orifício produzindo uma perda de pressão, que é função da redução de diâmetro e do número de Reynolds. Normalmente a placa orifício é montada entre flanges sendo a pressão diferencial medida. Na

Figura 18 está representado o esquema da placa orifício. O escoamento ao contrair cria um vórtex, escoamento que entra em recirculação, ou seja, pode-se considerar que o caudal antes da placa orifício e o caudal na *vena contracta* são iguais.

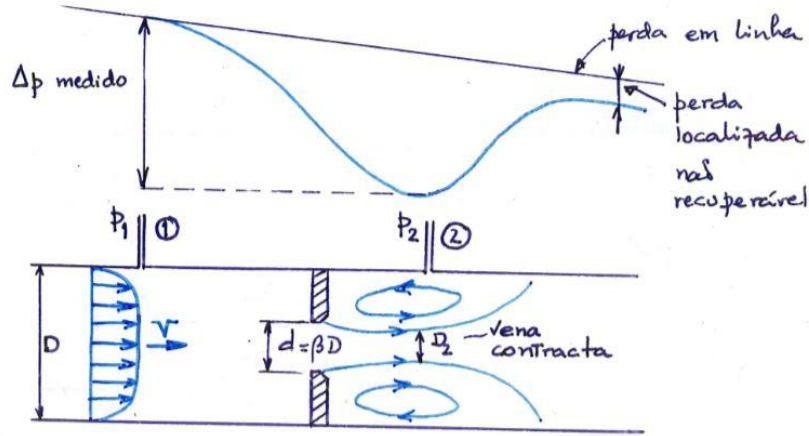


Figura 18 – Esquema da placa orifício (Rodrigues 2013).

Segundo a equação de Bernoulli:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (2.8)$$

em que:

p_1 é a pressão no ponto 1 em Pa,
 p_2 é a pressão no ponto 2 em Pa,
 v_1 é a velocidade no ponto 1 em m/s,
 v_2 é a velocidade no ponto 2 em m/s,
 ρ é a massa volúmica em kg/m³.

E tendo em conta a lei da conservação de massa para fluidos incompressíveis:

$$q = v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (2.9)$$

Chega-se à relação (2.10) que relaciona o caudal com a perda de carga:

$$q = c_d A_2 \left[\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right)} \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

em que:

c_d é o coeficiente de descarga,
 q é o caudal em m³/s,
 ρ é a massa volúmica em kg/m³,
 A é a área em m²,
 p é a pressão em Pa.

O coeficiente de descarga ou perda de carga é função da redução de diâmetro e corrige o facto de a placa orifício implicar uma perda de carga sem recuperação. Normalmente é fornecido pelo fabricante em forma de tabela ou gráfico que indica o coeficiente de descarga para um determinado número de Reynolds (Re) e o rácio do diâmetro, β . Para um cálculo preciso do caudal é necessária uma placa orifício, bem como uma montagem, que respeite as normas. Segundo Baker Roger (2000) o erro de cálculo do coeficiente de descarga é de 0,13%, se todas as normas forem cumpridas. O uso de placas orifício em fluidos abrasivos é pouco recomendado devido à erosão do bordo do orifício (Baker Roger 2000).

O tubo de Venturi e a tubeira, Figura 19 e Figura 20 respetivamente, são similares à placa orifício, mas com um design diferente para eliminar a separação do escoamento, ou seja, a perda de carga gerada por estes dispositivos será menor. Quando é importante reduzir as perdas de carga, o uso de tubos de Venturi é recomendado. As tubeiras tendem a ser mais estáveis para altas temperaturas e altas velocidades, experienciando menos desgaste devido aos bordos arredondados, tornando-se um medidor de caudal ideal para vapor. As calibrações propostas para a tubeira e tubo de Venturi são, respetivamente, dadas pelas equações (2.11) e (2.12).

$$c_d = 0,9965 - 0,00653\sqrt{\beta} \frac{1000}{\sqrt{Re_D}} \quad (2.11)$$

$$c_d = 0,9858 - 0,196\beta^{4,5} \quad (2.12)$$

em que:

c_d é o coeficiente de descarga,
 β é a razão de diâmetros,
 Re_D é o numero de Reynolds.

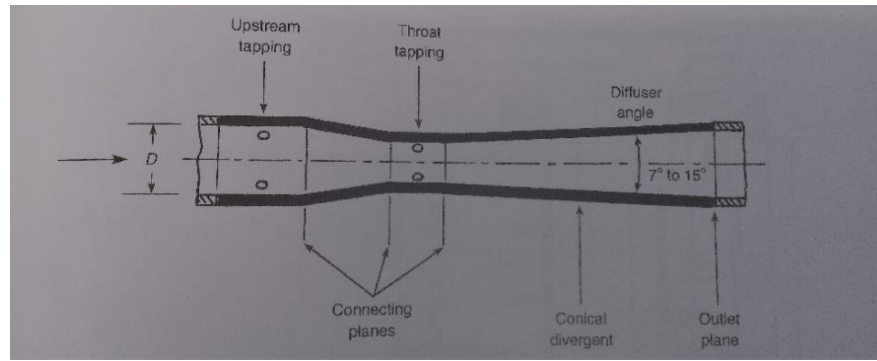


Figura 19 – Tubo de Venturi (Baker Roger 2000).

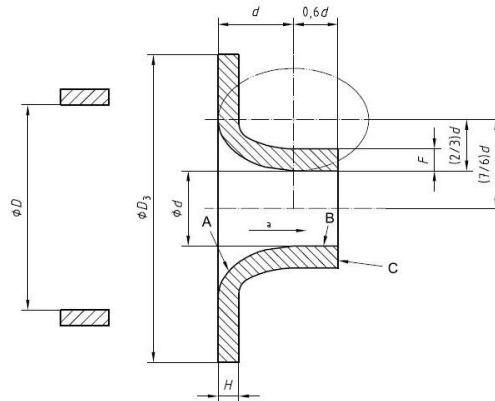


Figura 20 – Tubeira (ISO 2003b).

Caudalímetros de obstrução variável

Os rotâmetros são medidores de caudal de área variável que oferecem uma área de passagem que é função do caudal. O caudal será medido diretamente numa escala no corpo do rotâmetro. Um flutuador cónico ou helicoidal desloca-se verticalmente, atingindo o equilíbrio quando a força de resistência igualar o peso, se o impulso for desprezado. Isto é:

$$F_D = \text{Peso} - \text{Impulso} \quad (2.13)$$

Como peso \gg impulso, obtêm-se a equação (2.14):

$$F_D = P_{eso} \Leftrightarrow \frac{1}{2} \rho C_D A v^2 = m_f g = k \quad (2.14)$$

em que:

F_D é a força de resistência em N,
 ρ é a densidade do flutuador kg/m^3 ,
 C_D é o coeficiente de resistência do flutuador,
 A é a área do flutuador em m^2 ,
 v é a velocidade do escoamento em m/s ,
 m_f é a massa do flutuador em kg,
 g é a aceleração gravítica em m/s^2 ,
 k é uma constante dos rotâmetros.

Medidores de velocidade

O tubo de Pitot é um dispositivo que permite medir a velocidade de um fluido tendo em conta a pressão estática e a pressão dinâmica. A Figura 21 ilustra um tubo de Pitot. Usando a equação (2.15) é possível calcular a velocidade do escoamento.

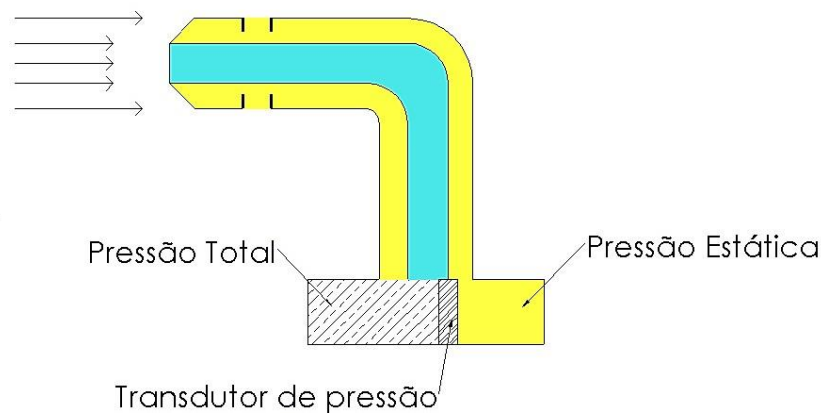


Figura 21 – Esquema do tubo de Pitot.

$$p_0 = p + \frac{v^2}{2} \rho \Leftrightarrow v = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho}} \quad (2.15)$$

em que:

p_0 é a pressão total em Pa,
 p é a pressão estática em Pa,
 v é a velocidade do escoamento em m/s ,
 ρ é a massa volúmica em kg/m^3 .

Como a sua instalação é simples, este sistema é bastante usado na medição de velocidade de fluidos incompressíveis. Para fluidos compressíveis este sistema também pode ser usado para números de Mach abaixo de 0,3. Normalmente são usados em grandes condutas e quando é necessário um equipamento de preço reduzido (Miller Richard 1996).

Na Fórmula 1 é normal o uso de redes de Kiel, sensores semelhantes aos tubos de Pitot mas menos afetados por escoamentos não paralelos ao eixo da sonda, para a análise da aerodinâmica dos veículos, como é possível ver na Figura 22.

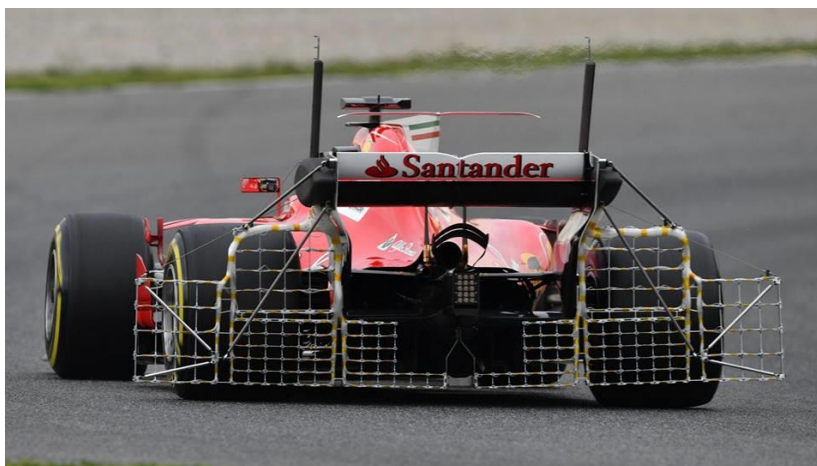


Figura 22 – Rede de *Kiel Probes* usados na F1 (Formula1News 2017).

Nestas condutas também pode ser usado um tubo de Pitot médio, que consiste num conjunto de tubos de Pitot ligados à mesma câmara. Estes dispositivos são montados transversalmente ao escoamento e permitem analisar a velocidade radialmente, sendo que induzem baixa perda de carga, para além de apresentarem boa precisão.

O uso de anemómetros também é usual. Estes dispositivos medem a velocidade do escoamento devido à rotação de uma turbina (mais comuns) ou através do método de fio quente. A turbina tem de criar o mínimo de resistência ao escoamento e a sua forma depende do fluido a ser medido. Como a velocidade de rotação é diretamente proporcional à velocidade do escoamento esta medição torna-se simples. Apesar de serem simples, as perdas por atrito e o arrasto dificultam a exatidão dos resultados. O uso de um retificador bem como um estabilizador de caudal para eliminar o vórtex é recomendado, pois, estes dispositivos são suscetíveis a estes fenómenos de turbulência. O anemómetro de fio quente mede a velocidade do fluido através da deteção de mudanças na transferência de calor de um pequeno sensor aquecido eletricamente (fio quente), quando colocado no fluxo (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Métodos alternativos

Segundo o princípio simples da indução, quando um condutor se move num campo magnético é criada uma diferença de potencial. Esta tensão está relacionada com a velocidade desse mesmo condutor, logo será possível determinar a velocidade do escoamento em função da tensão criada pelo mesmo. Este princípio foi usado para se criar o medidor de caudal eletromagnético, sendo desenvolvida uma tensão pelo medidor que está mutualmente perpendicular com o escoamento e o campo magnético, e é detetado por dois elétrodos montados na conduta. A grande desvantagem deste medidor de caudal é o facto de precisar de uma tubagem não magnética no local onde se realiza a medição e devido à baixa condutividade elétrica dos gases (5 fS/m), que segundo Miller Richard (1996) terá que ser maior que $2 \mu\text{S/m}$. Este dispositivo é usado na medição do caudal de sangue, pois, as veias não são condutoras e o sangue é um excelente condutor (Miller Richard 1996).

Os medidores de caudal ultrassónicos são lineares, não induzem perdas de carga e, em contraste com os medidores eletromagnéticos, são capazes de medir caudais de gases. Existem três tipos deste medidor de caudal, o medidor de tempo de trânsito, o medidor *doppler* e o medidor correlação cruzada. O medidor de tempo de trânsito (Figura 23) utiliza ultrassons para medir a diferença de tempo que demora o som a deslocar-se a jusante e a montante. Tratam-se de aparelhos bastante precisos, mas é preciso ter em conta a presença de detritos, que irão afetar os resultados (Miller Richard 1996).

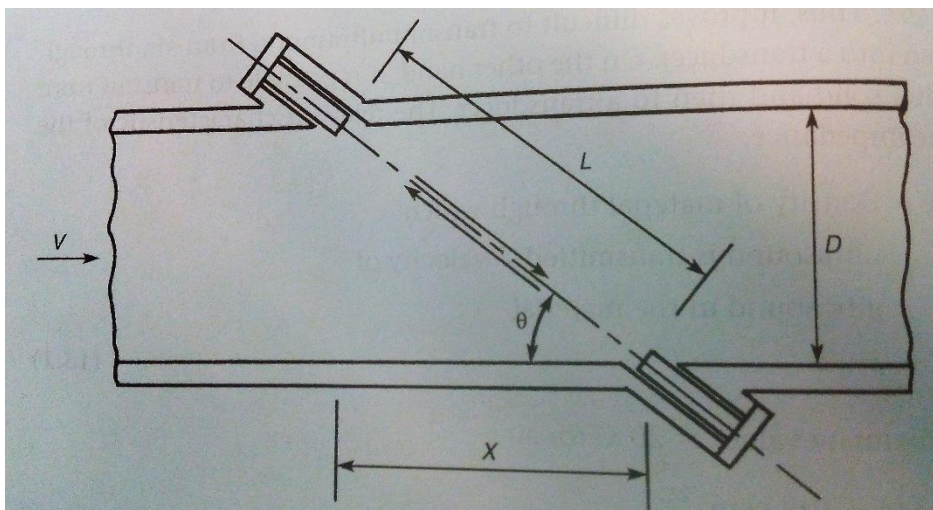


Figura 23 – Medidor de caudal ultrassônico de tempo de trânsito (Baker Roger 2000).

Os medidores de caudal *Doppler* usam o efeito com o mesmo nome, efeito este que indica que parte do som emitido para um fluido é refletido ao embater em partículas. Esse som refletido é de frequência e amplitudes diferentes ao do som emitido. O resultado na diferença na frequência pode ser diretamente relacionado com a velocidade das partículas que se movem no fluido. Contudo, o cálculo do caudal de fluidos com detritos torna-se mais difícil. Os fabricantes destes produtos indicam que este dispositivo deve ser usado em fluidos densos e com resíduos, como água salgada, ácidos, líquidos para consumo alimentar e petróleo (Baker Roger 2000).

No método de correlação cruzada dois sinais ultrassônicos transversais são separados por uma pequena distância e comparados. Em condições de fluxo laminar ou nenhum fluxo, os dois sinais recebidos são idênticos àqueles transmitidos. Quando se tem a presença de fluxo turbulento, existirá uma mudança no segundo feixe igual àquela causada no primeiro. Um processador de sinais é usado para comparar os dois sinais recebidos. Quando os dois sinais idênticos são encontrados, as informações do tempo e da distância são usadas para calcular a velocidade do fluido. Este método implica um escoamento turbulento ou a existência de bolhas ou sedimentos no fluido. Se o fluido for homogêneo e laminar, esse método não funcionará.

2.5.2 Medição de pressão

Pressão atmosférica

A medição da pressão atmosférica é normalmente conseguida através de um barómetro de mercúrio. Este dispositivo é bastante simples, consistindo num tubo de vidro fechado num dos lados e com o outro submerso num tanque de mercúrio. A coluna de mercúrio irá chegar a equilíbrio onde o peso mais a pressão de vapor, desenvolvida no espaço vazio acima da coluna, será igual à força exercida pela pressão atmosférica. Com uma escala no tubo é possível determinar a pressão em função da altura da coluna. Como a pressão desenvolvida acima da coluna do vácuo é reduzida, pode-se considerar:

$$p_{atm} = hgp \quad (2.16)$$

em que:

p_{atm} é a pressão atmosférica em Pa,
 h é a altura do fluido em m,
 g é a aceleração gravítica em m/s²,
 ρ é a massa volúmica em kg/m³.

Para uma medição da pressão atmosférica menos precisa e quando se pretenda um aparelho portátil, o uso de um barómetro aneroide é recomendado. Consiste num diafragma

metálico flexível, o qual contém uma pequena quantidade de ar no interior de uma câmara metálica hermeticamente fechada, com uma mola no seu interior para evitar o seu esmagamento. A câmara do barómetro comprime-se ou expande-se em função da pressão. Estes movimentos são transmitidos a um ponteiro sobre um mostrador que está calibrado em unidades de pressão. Estes aparelhos são bastante usados em estações climáticas (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Pressão relativa

O método mais simples de realizar medições de pressão relativa é através de um tubo em U. Este dispositivo usa um fluido diferente ao presente no corpo de teste, chamado fluido manométrico (*gage fluid*) que normalmente é um líquido. Tendo como referência a Figura 24, pode-se afirmar que pressão A é igual a (1) e a pressão em (2) é igual a (3). Assim é obtida a equação (2.17):

$$p_A + \gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2 \quad (2.17)$$

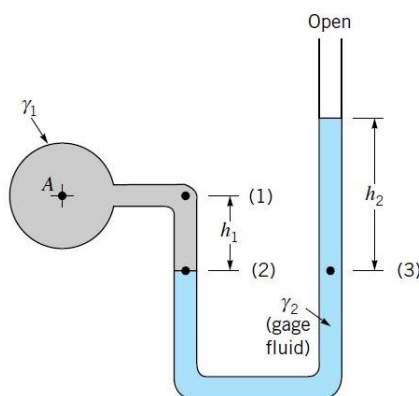


Figura 24 – Manómetro de tubo em U (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Quando o fluido a ser analisado é um gás a componente $\gamma_1 h_1$ é desprezável, pois, a pressão em (1) e (2) são aproximadamente iguais. A escolha do fluido manométrico é dependente do fluido e da pressão em análise. Para uma pressão alta é necessário um fluido muito denso, como o mercúrio, se a pressão for baixa é necessário um fluido pouco denso, como a água. O uso de água e mercúrio é recomendado devido às suas propriedades serem bem conhecidas. O fluido manométrico tem que ser imiscível com os fluidos com os quais ele vai contactar. Para medições precisas é necessário ter em atenção a temperatura, pois, o peso específico é dependente da temperatura. Este sistema também é usado para medir a diferença de pressão entre dois reservatórios, isto é, a saída livre do tubo em U passa a estar ligada ao reservatório B (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Quando é necessário medir pequenas alterações de pressão, o uso de manómetros de tubo inclinado (Figura 25) é recomendado devido à sua maior precisão. A característica deste manómetro é que o tubo de medição é inclinado sendo que o seu funcionamento é igual ao tubo em U.

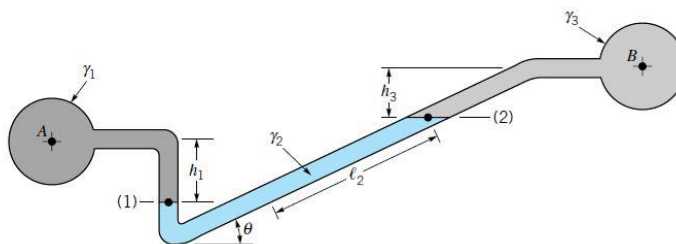


Figura 25 – Manômetro de tubo inclinado (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Apesar dos manômetros serem bastante usados, não são recomendados para grandes pressões bem como para pressões que variam rapidamente. Para ultrapassar estes problemas foram desenvolvidos sensores de pressão mecânicos. Desses destaca-se o sensor *Bourdon*, um dispositivo que mede a deformação de um tubo de seção elíptica (tubo de *Bourdon*). Este tubo tem uma das extremidades ligada a um mecanismo de engrenagens que movimentará o ponteiro. A medição da pressão é relativa uma vez que o exterior do tubo está sujeito à pressão atmosférica. Como se trata de um mecanismo barato com elevada longevidade, este dispositivo é bastante usado na indústria (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Se for necessário recolher os dados eletricamente, será necessário converter a pressão em sinal elétrico. Para isso o uso de um transdutor de pressão é recomendado, podendo este tomar um conjunto diferente de opções. Uma destas formas é um transdutor de pressão que combina um transformador diferencial variável linear (LVDT) com um tubo em C de *Bourdon*. O LVDT irá detetar o movimento do tubo de *Bourdon* e transformá-lo-á em sinais elétricos que deverão ser recebidos e processados por um computador, como é possível ver na Figura 26.

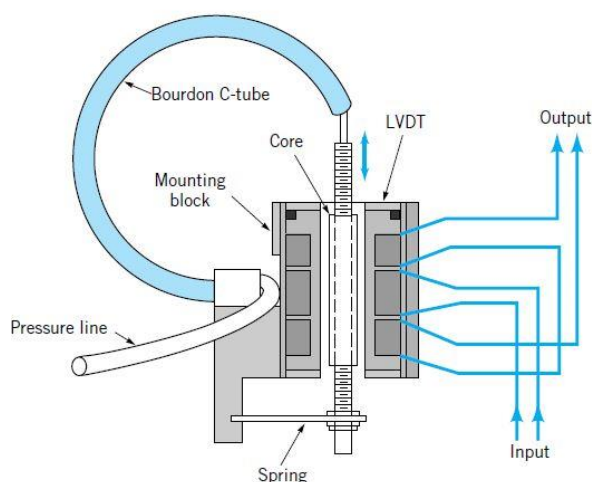


Figura 26 – Transdutor de pressão que combina um LVDT com um tubo em C de *Bourdon* (Munson, Young, and Okiishi 1988).

Outro transdutor de pressão consiste num fole ou membrana que se deforma consoante a pressão a que este está sujeito. Esta deformação acionará um potenciômetro, que por sua vez irá transformar uma deformação em valores de resistência elétrica. Essa mesma resistência será analisada computacionalmente e depois convertida em valores de pressão.

Para variações de pressão pequenas, é recomendado o uso de transdutores de diafragma. Estes transdutores são formados por um corpo flexível que quando sujeito a uma pressão deformam e esta deformação é medida e convertida em sinais elétricos. Este tipo de transdutor é usado em medicina para medir a pressão arterial.

O uso de cristais piezoelétricos também é possível em transdutores de pressão. Estes cristais ao serem comprimidos geram uma carga elétrica. A sua resposta é linear com a pressão

e conseguem fornecer sinais com elevada frequência. O comportamento dos cristais piezoelétricos é bastante estável e exato, uma vez acoplados a um amplificador, o sinal de saída é enviado e tratado posteriormente (Schneider 2012).

O último sensor ou transdutor apresentado é o capacitivo, transdutor que usa a variação da capacitância de um condensador provocado pelo deslocamento de um diafragma central. Essa variação será traduzida em variação de pressão.

2.5.3 Medição de temperatura

A temperatura ambiente seca e húmida, bem como a temperatura do ar na saída do ventilador terão de ser medidas e por esse motivo é relevante analisar os sensores/transdutores de temperatura. O termómetro seco ou de bolbo seco mede a temperatura do ar sem ter em conta a humidade relativa do ar, enquanto o termómetro húmido ou de bolbo húmido mede a temperatura tendo em conta a humidade relativa. O termómetro de bolbo húmido tem uma malha porosa que fica mergulhada num recipiente que contem água destilada. Esta malha fica constantemente húmida devido ao efeito de capilaridade. A evaporação da água contida na malha envolvente retira calor, fazendo com que o termómetro húmido indique uma temperatura mais baixa do que a do ar ambiente. (Vidal Ricardo Jorge 2009)

Outro tipo de sensores são os sensores de temperatura por resistência (RTD), que como o nome indica são sensores que determinam a temperatura em função da resistência, pois, a temperatura implica a variação da resistência. O material usado pode ser platina, níquel ou cobre. Atualmente, a medição de temperaturas por meio de termómetros de platina assume grande importância em numerosos processos de controlo industrial. Os termómetros de resistência são aplicados na gama de temperatura de - 220 °C a 600 °C . As suas vantagens são inúmeras, das quais destacamos as seguintes: elevada banda dinâmica de medida, resistência mecânica à vibração, elevada imunidade às interferências elétricas, estabilidade duradoura, elevada robustez, e elevada exatidão (Anacleto 2007).

Outro sensor bastante usado é o termopar. Este dispositivo mede a tensão elétrica que se gera na junção de dois metais distintos quando existe uma diferença de temperatura entre a extremidade unida e a livre (efeito *Seebeck*). Diferentes combinações de materiais respondem de diferente forma à mudança de temperatura, sendo essas repostas normalizadas para um conjunto de materiais. Os materiais mais usados são a platina e o cobre, sendo que os termopares em platina são considerados nobres e os demais são conhecidos com termopares básicos (Vidal Ricardo Jorge 2009, Anacleto 2007).

Os termístores são semicondutores sensíveis à temperatura, funcionam da mesma forma que os RTD mas neste caso o material usado é um cerâmico. Existem dois tipos, os PTC (*Positive Temperature Coefficient*), que aumentam sensivelmente a sua resistência elétrica com o aumento da temperatura e os NTC (*Negative Temperature Coefficient*) que diminuem a resistência elétrica com o aumento de temperatura. A grande desvantagem destes sensores é a sua calibração, pois, a relação da temperatura com a resistência elétrica não é linear. Os termístores PTC são muito não-lineares e são usados apenas para proteção contra sobreaquecimento, limitando a corrente elétrica quando determinada temperatura é ultrapassada (Anacleto 2007).



Figura 27 – Alguns RTD's (Anacleto 2007).

Sensores de temperatura na forma de circuitos integrados são dispositivos de dimensões reduzidas e excelente precisão, sendo que podem ser programados.

Para a medição de temperatura o uso de um RTD ou termopar são soluções baratas e simples. A incerteza associada a este tipo de aparelhos é função da temperatura, sendo cada vez maior para temperaturas mais elevadas. Normalmente os termopares são usados para temperaturas mais elevadas e permitem mudanças de temperatura mais rápidas. O preço varia bastante com o material, sendo que um RTD ou termopar de platina é mais caro do que um em cobre e níquel, sendo que na maior parte dos fornecedores um termopar é mais barato que um RTD. Em termos de incerteza, sensibilidade e linearidade o RTD consegue melhor resultados. Em suma, se para uma medição é necessário uma boa sensibilidade e baixa incerteza, o RTD é recomendado. Por outro lado, se a temperatura a medir for alta (maior do que 1000 °C) e com variações rápidas, o termopar é mais adequado (Anacleto 2007).

2.6 Considerações finais

Este capítulo serviu para que conhecimentos teóricos fossem consolidados. Os ventiladores foram explicados, em especial os ventiladores axiais de refrigeração de transformadores fabricados na EFAFLU. O ruído, fator fundamental na caracterização de um ventilador, foi abordado. A medição de um conjunto de propriedades como o ruído, temperatura, pressão e caudal foram abordados, tendo sido destacados os aparelhos e transdutores de medição. Uma revisão de conceitos teóricos de também foi realizada. Alguns túneis de ventilação disponíveis no mercado foram analisados.

Em suma, o desenvolvimento dos capítulos seguintes teve em conta os conceitos apresentados neste capítulo e, em alguns casos, voltam a ser mencionados.

Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

3 Referencial Normativo e Especificações Técnicas

O objetivo deste trabalho será o projeto de um túnel ou câmara de ensaios que permita analisar a performance de um conjunto de ventiladores de refrigeração de transformadores que esteja de acordo com as normas vigentes. Assim, neste capítulo apresenta-se uma análise das normas mais relevantes, das quais se destacarão:

- EN 50216-12 Power transformer and reactor fittings – Part 12: Fans
- ISO 5801 Industrial fans – Performance testing using standardized airways
- ISO 3744 Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane
- ISO 13347-1 Industrial fans – Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions – Part 1: General overview
- ISO 13347-3 Industrial fans – Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions – Part 3: Enveloping surface methods

Cada uma das normas impõe um conjunto de restrições que serão as bases do túnel de ensaios. A norma EN 50216-12 normaliza os ventiladores para transformadores. Esta norma indica a forma e design que a caixa de terminais, motor, corpo e pás devem tomar. Algumas referências sobre os testes que devem ser feitos indicam que o teste de performance deve ser realizado de acordo com a norma ISO 5801, as medições sonoras de acordo com a norma ISO 13347-3 utilizando os conhecimentos da ISO 13347-1. Os conhecimentos da norma ISO 3744 são fundamentais para interpretar as normas ISO 13347-3 e ISO 13347-1. O teste de performance deve ser realizado com o ventilador completamente montado e com a entrada e saída de ar completamente livres, isto é, sem condutas. A norma AMCA 210, recorrentemente usada nos EUA, também será mencionada em alguns casos. Esta norma também está focada no desenvolvimento de túneis de ensaios de ventiladores, sendo que as conclusões obtidas são bastantes semelhantes à norma ISO 5801.

3.1 Performance

3.1.1 Restrições

A norma ISO 5801 aborda os procedimentos para avaliar a performance de ventiladores usando um túnel de ensaios normalizado, indicando as dimensões e características que o túnel de ensaios deverá ter para poder analisar um conjunto de ventiladores. Uma primeira restrição está relacionada com o número de Mach. A norma indica que para números de Mach inferiores a 0,15, o ar deverá ser tratado como incompressível, algo que facilita os cálculos bem como a leitura de dados. Para estimar qual deverá ser o número de Mach nos ventiladores a analisar será usado o catálogo da EFAFLU. Assumindo que a velocidade do som no ar é 340 m/s, o cálculo do número de mach é dado pela equação (3.1):

$$M_a = \frac{v}{v_s} \quad (3.1)$$

em que:

M_a é o número de Mach,

v é a velocidade do objeto ou fluido em m/s,

v_s é a velocidade do som em m/s.

Assim se conclui que a velocidade do fluido deverá ser menor que 51 m/s. O catálogo fornece o caudal volumico em m³/h e tendo em conta o diâmetro nominal dos ventiladores, a velocidade é dada pela equação (3.2):

$$v_f = \frac{4}{3600} \frac{q}{\pi D^2} \quad (3.2)$$

onde:

D é o diâmetro do ventilador em m,

q é o caudal produzido pelo ventilador em m³/s.

Após o cálculo para cada um dos ventiladores a maior velocidade obtida foi 14,9 m/s, ou seja, a velocidade está bem abaixo da velocidade em que o fluido é considerado compressível. O estudo das velocidades foi resumido na Tabela 1, tendo sido escolhidos seis ventiladores de diferentes dimensões.

Tabela 1 – Valores do escoamento (número de Reynolds, caudal e comprimento de entrada) para condutas de 1 e 3,4 metros em função do diâmetro em metros do ventilador usado.

Ventilador	q [m ³ /h]	Conduto com d=3,4 m		Conduto com d=1 m	
		Re	Le [m]	Re	Le [m]
0,,5	6320	63958	139.1	147870	32,0
0,5	4300	43515	130.5	100608	30,0
0,55	7500	75899	143.2	175479	32,9
0,8	27000	273236	177.2	631723	40,8
1	38000	384555	187.6	889091	43,1
1,25	50400	510041	196.6	1179216	45,2

A norma ISO 5801 divide os ventiladores em 4 categorias segundo as saídas e entradas sejam livres (categoria A) ou entubadas (categoria B, C e D). Como está explícito na norma EN 50216-12, os ventiladores devem ser testados sem tubagens, logo, os ventiladores testados pertencem à categoria A. O objetivo do túnel de ensaios é reproduzir as condições de trabalho, e como os ventiladores serão acoplados diretamente aos transformadores sem condutas, faz sentido o teste ser de categoria A (ISO 2007).

Para a obtenção de dados é necessário um conjunto de instrumentação que é indicada na norma. A medição da pressão atmosférica poderá ser obtida por um barómetro de mercúrio, um barómetro aneroide ou um transdutor de pressão. O barómetro de mercúrio deverá ter uma incerteza máxima de $\pm 0,2\%$ e o transdutor, bem como barómetro aneroide, deverão ter uma incerteza máxima de ± 200 Pa. Os barómetros deverão estar montados na altura média do túnel e entre a saída e entrada do mesmo (ISO 2007).

Os manómetros usados para medir pressão diferencial deverão ter uma incerteza máxima de $\pm 1\%$ e $\pm 1,5$ Pa, já os manómetros para medir pressões de referência deverão ter uma incerteza de $\pm 0,25\%$ e $\pm 0,5$ Pa. Os manómetros deverão ter capacidade de absorver rápidas variações da pressão. As tomadas de pressão devem ser 4 e deverão estar espaçadas igualmente na câmara como é possível observar na Figura 28. No ensaio dos ventiladores as 4 tomadas de pressão deverão estar ligadas ao mesmo aparelho de medição. Antes de se realizar o ensaio deve-se analisar cada tomada de pressão para o escoamento máximo, sendo que se uma das quatro medições sair fora de uma banda de 5 % para $p_e < 1000$ Pa ou 2% para $1000 \text{ Pa} < p_e < 30000$ Pa deve-se procurar corrigir o problema que deverá corresponder a uma fuga. Se o erro não for detetado deverão ser usadas oito tomadas de pressão (ISO 2007).

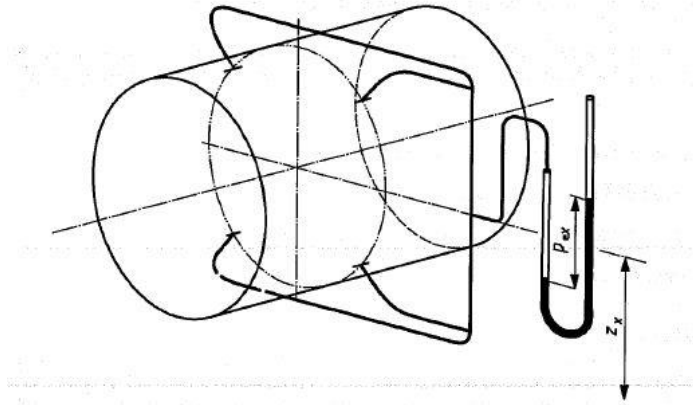


Figura 28 – Configuração das tomadas de pressão (ISO 2007).

Os aparelhos de medição de pressão deverão estar alojados em tomadas de pressão distribuídas simetricamente ao longo da conduta. As suas dimensões estão demonstradas na Figura 29. A dimensão “a” da Figura 29 não deve ser inferior a 1,5 mm, maior que 5 mm e maior que um décimo do diâmetro da conduta onde estará alojada a tomada de pressão. Estas tomadas de pressão deverão estar afastadas das ligações mecânicas (ISO 2007).

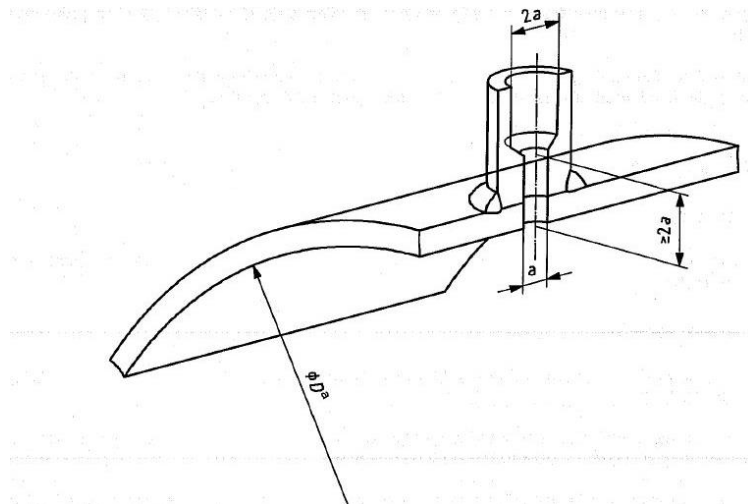


Figura 29 – Solução construtiva das tomadas de pressão (ISO 2007).

Para análises precisas da performance de um ventilador deve-se determinar a massa volúmica, a constante específica do ar húmido e a viscosidade. De seguida apresentam-se expressões correspondentes que foram propostas pela ISO (2007).

A massa volúmica (ρ_a) e a constante húmida (R_w) do ar são dadas pelas expressões (3.3) e (3.4), respetivamente:

$$\rho_a = \frac{p_a - 0,378p_v}{287T_a} \quad (3.3)$$

$$R_w = \frac{p_a}{\rho_a T_a} = \frac{287}{1 - 0,378 \frac{p_v}{p_a}} \quad (3.4)$$

onde:

- ρ_a é a massa volúmica do ar ambiente em kg/m^3 ,
- p_a é a pressão atmosférica em Pa,
- p_v é a pressão parcial de vapor de água do ar em Pa,
- T_a é a temperatura seca do ambiente em Kelvin.

A pressão parcial de vapor de água também poderá ser obtida, sendo esta dependente da humidade relativa do ar:

$$p_v = (p_{sat})_{T_w} - p_a A_w (T_d - T_w) (1 + 0,00115 T_w) \quad (3.5)$$

onde:

T_d é a temperatura seca em graus Celsius,

T_w é a temperatura húmida em graus Celsius,

A_w é um coeficiente de correção, que é $6,6 \times 10^{-4}$ para T_w entre 0°C e 150°C e $5,94 \times 10^{-4}$ para T_w inferiores a 0°C ,

$(p_{sat})_{T_w}$ é a pressão de saturação do vapor de água à temperatura húmida T_w , que poderá ser obtida pela consulta de tabelas termodinâmicas.

Tanto a temperatura como a humidade terão papéis importantes nas propriedades do ar, logo, a humidade também deverá ser medida. Essa humidade é medida com a utilização de 2 termómetros diferentes, um termómetro de bolbo seco e outro de bolbo húmido. Os aparelhos de medição mais comuns são capazes de medir 3 parâmetros num mesmo aparelho, a temperatura, a pressão atmosférica e a humidade relativa. Para se obter a temperatura húmida (T_w) foi proposto por Stull (2011) a equação (3.6):

$$T_w = T_d \tan^{-1} [0,151977(HR\% + 8,313659)^{1/2}] + \tan^{-1}(T_d + HR\%) - \tan^{-1}(HR\% - 1,676331) + 0,00391838(HR\%)^{3/2} \tan^{-1}(0,023101HR\%) - 4,686035 \quad (3.6)$$

onde:

$HR\%$ é a humidade relativa,

T_d é a temperatura seca do ar em graus Celsius.

De referir que os argumentos do arco tangente da função estão em radianos. O erro do cálculo pode ser desprezado.

A viscosidade dinâmica do ar é dada pela seguinte expressão:

$$\mu = (17,1 + 0,048 T_x) \times 10^{-6} \quad (3.7)$$

onde:

μ é a viscosidade dinâmica em Pa.s,

T_x é a temperatura no ponto x em graus Celsius

Para cálculos aproximados a norma recomenda que a massa volúmica do ar seja $1,2 \text{ kg/m}^3$, a temperatura ambiente seja $293,15 \text{ K}$, a pressão atmosférica seja 101325 Pa , a humidade relativa seja $0,4$ e a constante do ar seja 288 J/(kgK) .

A medição da temperatura terá que ser feita à saída ou entrada do ventilador, dependendo do tipo de câmara, bem como a medição da temperatura ambiente. De referir que quando se mede a temperatura no interior do túnel de ensaios a temperatura medida será afetada pelo escoamento, sendo que a essa temperatura dá-se o nome de temperatura dinâmica. Para efeitos comparativos a temperatura que deverá constar nos resultados deverá ser a temperatura estática. A norma indica que para velocidades abaixo dos 25 m/s , como nos ventiladores estudados, pode-se considerar que a temperatura dinâmica é igual à temperatura estática (ISO 2007).

A rotação das pás deverá ser medida através de um dispositivo que não deve induzir perdas ao sistema e deverá ter uma incerteza máxima de $\pm 0,5\%$. Um aparelho capaz de realizar esta medição é uma luz estroboscópica. Este aparelho é indicado para observar um fenómeno periódico como é o caso da rotação da turbina de um ventilador. Esta fonte luminosa imite breves clarões de luz com uma determinada frequência, sendo que quando a frequência da luz é coincidente com a frequência do fenómeno, ou com um qualquer dos seus submúltiplos, o fenómeno observado é iluminado sempre no mesmo ponto (Guedes 2002).

O motor elétrico tem um papel fundamental na performance do ventilador, ou seja, este também deve ser analisado. A norma ISO 5801 indica que a medição da potência desenvolvida pelo motor deve ter uma incerteza de $\pm 2\%$. A potência desenvolvida pelo motor pode ser determinada por medição da componente elétrica, isto é, a potência é função da tensão e corrente de alimentação, utilizando um analisador de corrente. Como a turbina está acoplada ao motor não existem perdas por transmissão.

As dimensões das condutas também terão que ser verificadas e deverão ter uma incerteza máxima de $^{+10}_{-1}\%$. Os diâmetros deverão ter desvios máximos de $\pm 1\%$. Para condutas circulares devem-se fazer 3 medições do diâmetro. Se uma delas tiver uma diferença de 1% devem-se fazer 6 medições. Para condutas retangulares devem-se realizar 5 medições paralelas à largura e altura igualmente espaçadas. Se duas medições seguidas tiverem uma diferença maior de 2% deve-se então fazer 10 medições.

Para a medição do caudal a norma ISO 5801 sugere um conjunto de soluções que podem ser divididas em dois grupos, os medidores de caudal em linha e os medidores alternativos, isto é, medidores de velocidade do escoamento. O escoamento no medidor de caudal deverá ser isento de vórtex. Os medidores em linha standard indicados pela norma são a placa orifício, múltiplos tubos de Venturi, tubeira cônica e em forma de sino. O único sistema standard para medir a velocidade referido na norma é o tubo de Pitot.

Para efeitos de medição do escoamento no túnel de ensaios seria interessante conhecer o perfil de velocidades ao longo do túnel, e principalmente do caudalímetro. Na Tabela 1 está calculado o número de Reynolds (Re), o caudal produzido (q) e o comprimento de entrada (Le). Decidiu-se estudar dois diâmetros (1 e 3,4 metros) que poderão representar regiões distintas do túnel de ensaios. O resultado é pouco exequível, pois, era necessário uma conduta de dimensões muitíssimo elevadas. O elevado comprimento de entrada advém da baixa viscosidade do ar e a alta velocidade do escoamento.

Para o escoamento ficar o mais homogêneo e estabilizado possível a norma aconselha o uso de um estabilizador de caudal (*flow settling means*). Esse estabilizador de caudal pode tomar a forma de uma rede ou de uma placa perfurada. A norma ISO 5801 aconselha o uso de três malhas separadas $0,1D_h$ com uma área aberta de 60%, 50% e 45% na direção do fluido. Segundo a AMCA (1965), aconselhado o uso de uma primeira placa perfurada a jusante com 30 a 40% de área aberta e placas perfuradas seguintes com 55 a 65% de área aberta. A montante da placa com tubeiras a norma AMCA aconselha o uso de apenas uma placa perfurada com 50 % de área aberta.

A remoção do vórtex é importante, pois, a presença do mesmo influencia os resultados medidos. A remoção desse vórtex deverá ser conseguida com a implementação de um retificador de caudal ou com condutas bastante longas ($>100D$), algo pouco praticável. Existem dois tipos de retificadores de caudal dependendo da sua forma. A escolha do retificador é em função da dimensão da conduta. Se se pretende uma perda de carga mínima e as dimensões são limitadas o uso de um retificador de caudal com células é recomendado. Na Figura 30 está representado um retificador de caudal com células quadradas. As células podem ter várias formas desde circunferências ou, as mais comuns, a forma de favos de mel. Pode-se esperar que quanto mais células, mais regulado será o escoamento apesar de a perda de carga aumentar. Se aumentar o comprimento do retificador a turbulência também diminuirá (Li, Cheung, and Chen 2009). As dimensões das células, bem como a largura do retificador de caudal são dadas pelas equações (3.8), (3.9) e (3.10):

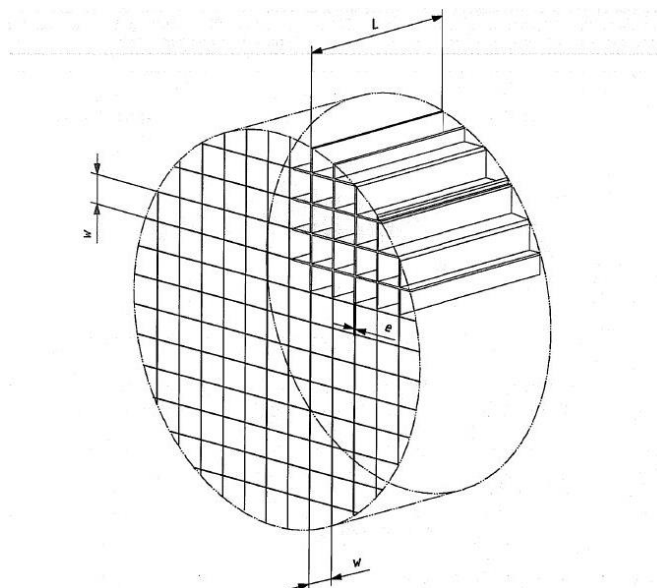


Figura 30 – Retificador de caudal de células (ISO 2007).

$$w = 0,075D_4 \text{ entre eixos} \quad (3.8)$$

$$L = 0,45D_4 \quad (3.9)$$

$$e \leq 0,005D_4 \quad (3.10)$$

Se as condutas têm um diâmetro reduzido e um elevado comprimento pode-se usar um retificador em forma de estrela. Este retificador tem um custo mais baixo, pois tem uma construção mais simples, sendo que não é recomendado para se obter uma distribuição de velocidades simétrica ao longo da secção. Ao contrário do retificador com células, o retificador em forma de estrela permite que a pressão estática seja semelhante radialmente. Na Figura 31 está ilustrado um retificador de caudal em forma de estrela e como se pode concluir o comprimento deve ser o dobro do diâmetro (ISO 2007, 2003a).

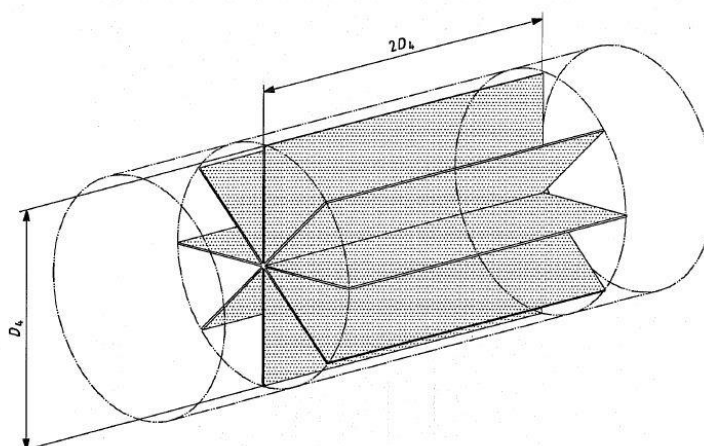


Figura 31 – Retificador de caudal em forma de estrela (ISO 2007).

Para se obter a curva do ventilador é necessário considerar perdas de carga ao sistema. Esse sistema chama-se regulador de caudal ou *damper* e poderá ter várias formas, desde uma borboleta semelhante ao sistema encontrado nos carburadores de carros, ou então um cone que irá se deslocar no eixo do túnel. Outra solução simples trata-se de um regulador em forma de cortina que poderá ser regulado manualmente ou eletricamente (ISO 2007).

Quando o ventilador a testar não consegue ultrapassar as perdas de carga presentes no túnel de ensaios, será necessário o uso de um ventilador auxiliar. Esse ventilador auxiliar deverá ser

capaz de produzir caudais reguláveis de forma a ajustar a perda de carga do sistema e permitir a obtenção da curva do ventilador. Esse ventilador pode ser centrífugo ou axial. A variação do caudal é diretamente proporcional à variação da velocidade de rotação, já a variação da pressão é proporcional ao quadrado da variação da rotação (Eck 1973).

3.1.2 Tipos de túneis

A norma ISO 5801 propõe dois tipos de soluções para o dimensionamento do túnel de ensaios de ventiladores de categoria A, uma câmara para a saída (*outlet*) e outra para a entrada (*inlet*). O túnel de ensaios será dimensionado em função do medidor de caudal escolhido. Em cada ensaio deve-se medir a velocidade ou frequência de rotação das pás, a potência do motor, a pressão na saída do ventilador, a temperatura da câmara. Se for usado um ventilador auxiliar também deverá ser medida a sua potência. O ambiente do teste deve ser medido: a pressão atmosférica e as temperaturas ambiente húmida e seca.

Túnel de ensaios categoria A a jusante

Um túnel de ensaios de categoria A a jusante é proposto pela norma, como está demonstrado na Figura 32, sendo 1 o ventilador, 2 os estabilizadores de caudal e 3 o regulador de caudal. O método usado para calcular o caudal é uma placa com tubeiras distribuídas simetricamente ou placa orifício. O objetivo é dimensionar este túnel de forma a ser capaz de medir um conjunto de ventiladores, sendo para isso necessário dimensionar para o ventilador de maior dimensão, que se trata de um ventilador que deverá ter 1250 mm de diâmetro e que será futuramente desenvolvido na EFAFLU.

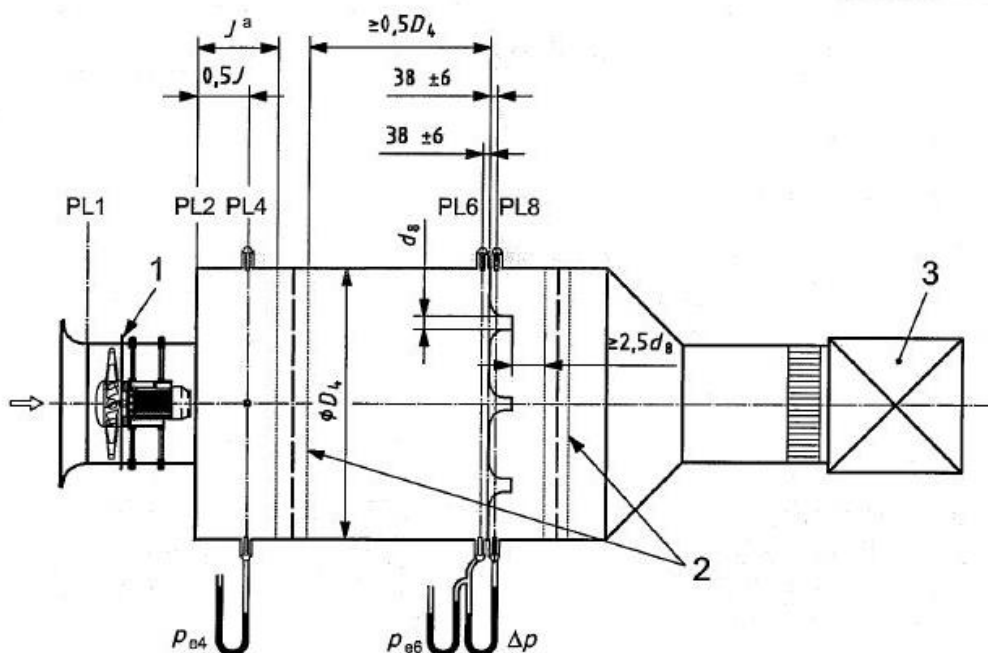


Figura 32 – Túnel de ensaios a jusante do ventilador, dimensões em milímetros (ISO 2007).

A dimensão J deve ser pelo menos 2 vezes o diâmetro do ventilador com o eixo de rotação paralelo ao escoamento, como é o caso dos ventiladores axiais.

Apesar de na Figura 32 a câmara ser cilíndrica, esta poderá ter uma secção retangular ou quadrangular. Se for quadrangular deverá ter uma secção $D_4 \times D_4$; já se for retangular $h_4 \times b_4$ deverá obedecer à seguinte relação:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4h_4b_4}{\pi}} \quad (3.11)$$

O diâmetro da câmara é função do diâmetro do ventilador. Neste assunto a ISO 5801 e a AMCA 210 divergem, sendo a AMCA menos restritiva. A ISO 5801 indica que a área da seção da câmara deverá ser 16 vezes maior que a área da secção 2 da Figura 32, isto é, aproximadamente a área do ventilador:

$$A_4 > 16A_2 \Leftrightarrow D_4 > 4D_2 \quad (3.12)$$

A AMCA 210 afirma que a velocidade limite após os estabilizadores de caudal e antes das múltiplas tubeiras deverá ser 400 ft/min, isto é, aproximadamente 4 m/s.

$$q = v_5 A_4^2 \Leftrightarrow D_4 = \sqrt{\frac{q \times 4}{\pi v_5}} \quad (3.13)$$

em que:

- q é o caudal em m^3/s ,
- v é a velocidade do escoamento em m/s ,
- A é área do túnel em m^2 ,
- D é o diâmetro do túnel em m .

Com esta configuração também é possível testar ventiladores com saídas entubadas. Para isso deverá acoplar-se ao ventilador uma conduta com um comprimento que deverá ser 2 ou 3 vezes o diâmetro do ventilador (AMCA 1967). A seção retangular seria vantajosa, pois, permitiria o acesso ao interior da câmara de uma forma mais simples, bem como seria bastante mais simples a montagem e fabrico dos componentes. Já a secção de saída onde estará alojado o regulador de caudal deveria ser função do tipo de regulador de caudal.

Os medidores de caudal indicados pela norma para a câmara à saída são múltiplas tubeiras e placas orifícios. Para dimensões elevadas o uso de uma placa com tubeiras parece a solução mais sensata, pois estas induzem menores perda de carga e as placas orifício standard não apresentam grandes dimensões. Apesar destas serem soluções mais económicas implicam o uso de manómetros diferenciais para medir a perda de carga, o que encarece este processo.

Túnel de ensaios categoria A a montante

Para este tipo de túnel existem quatro propostas com quatro métodos de medição de caudal distintos. A primeira proposta é semelhante ao túnel de ensaios *outlet*, usando também a placa com tubeiras, como é possível ver na Figura 33, sendo 1 o ventilador auxiliar, 2 o ventilador a testar, 5 o retificador de caudal e 7 as placas perfuradas.

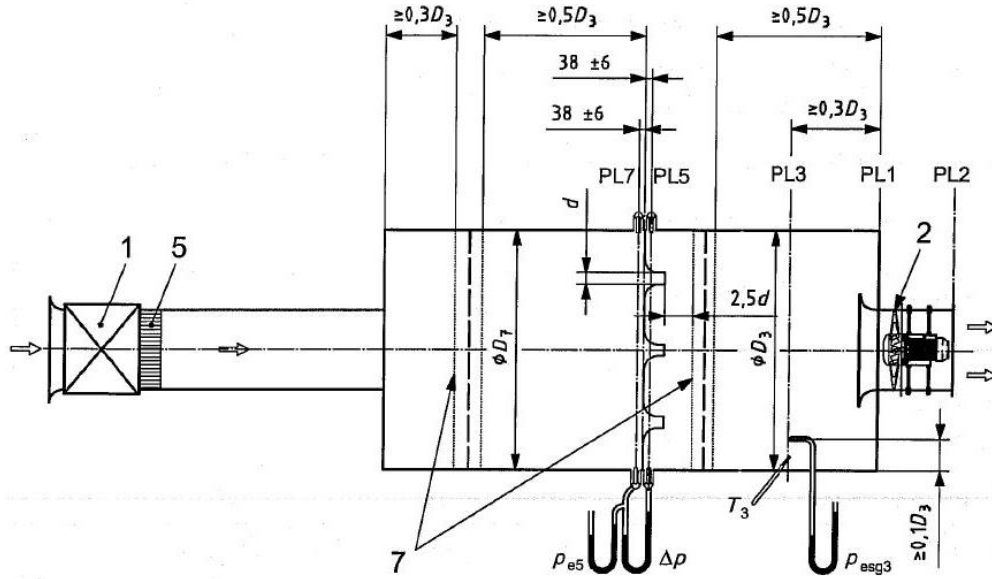


Figura 33 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com múltiplas tubeiras (ISO 2007).

O diâmetro da câmara D_3 é dado pela relação seguinte:

$$D_3 \geq 2,5D_2 \quad (3.14)$$

Como a velocidade na câmara deverá muito abaixo de 50 m/s e a pressão gerada pelo ventilador deverá ser reduzida, a norma recomenda que se pode usar um conjunto de considerações para caracterizar o funcionamento e performance do ventilador.

$$\rho_1 = \rho_3 = \frac{p_3}{R_w T_3} \quad (3.15)$$

$$T_1 = T_3 = T_2 = T_7 \quad (3.16)$$

$$p_2 = p_a \quad (3.17)$$

em que:

- ρ é a massa volúmica em kg/m^3 ,
- T é a temperatura em graus Celsius,
- p é a pressão em Pa,
- R_w é a constante do ar.

O método destacado pela norma ISO 5801, bem como a norma AMCA 210, é o uso de um conjunto de tubeiras dispersas por uma placa, denominada multi-tubeira. Estas tubeiras devem estar posicionadas simetricamente na placa relativamente ao eixo da câmara. A superfície interior da tubeira deve ser pouco rugosa com rugosidade máxima de $0,001d$, de pico a pico, sendo d o diâmetro da tubeira. As tubeiras deverão ter a forma presente na Figura 34, sendo que o comprimento L deve ser $0,6d \pm 0,005d$. As tubeiras deverão estar dispersas pela placa simetricamente e a sua seleção depende do caudal produzido pelo ventilador. Cada tubeira tem uma gama de valores operacionais. Assim, o conjunto de tubeiras a ser utilizadas no ensaio deve ser determinado sendo que as tubeiras que não serão utilizadas devem ser fechadas. As múltiplas tubeiras devem ser posicionadas de modo que as linhas centrais de cada tubeira não estejam a uma distância inferior a $1,5d$ da parede da câmara. A distância mínima entre duas tubeiras em uso deve ser superior a $3d$, sendo d o diâmetro da tubeira maior.

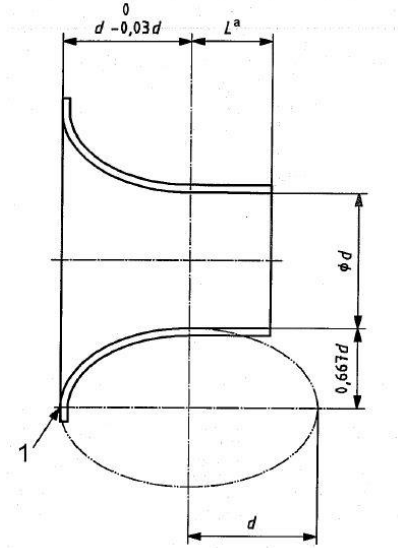


Figura 34 – Tubeira standard.

Assumindo que:

$$p_7 = p_a + p_{e7} \quad (3.18)$$

$$d_5 \ll D_7 \Leftrightarrow \frac{d_5}{D_7} = \beta \approx 0 \quad (3.19)$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w T_7} \quad (3.20)$$

Será possível obter o caudal mássico:

$$q_m = \varepsilon \pi \sum_{j=1}^n \left(C_j \frac{d_{5j}^2}{4} \right) \sqrt{2 \rho_7 \Delta p} \quad (3.21)$$

em que:

- ε é o coeficiente de expansão dado pela Tabela 2,
- C_j é o coeficiente de descarga j em função do número de Reynolds à saída da tubeira,
- p é a pressão em Pa,
- ρ é a massa volúmica em kg/m^3 ,
- D é o diâmetro do túnel em m,
- d é o diâmetro da tubeira em m,
- β é a razão de diâmetros,
- n é o número de tubeiras.

O número de Reynolds para cada tubeira pode ser estimado pela equação (3.22), sendo que o C_j para a primeira aproximação é 0,95. Iterando as equações seguintes é possível calcular o caudal. O cálculo do C_j acarreta uma incerteza de $\pm 1,2\%$.

$$Re_{dsj} = \frac{\varepsilon C_j d_{5j} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17,1 + 0,048 T_7} \times 10^6 \quad (3.22)$$

$$C_j = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_d}} + \frac{134,6}{Re_d} \quad (3.23)$$

em que:

- ε é o coeficiente de expansão dado pela Tabela 2,
- C_j é o coeficiente de descarga j em função do número de Reynolds à saída da tubeira,
- p é a pressão em Pa,

ρ é a massa volúmica em kg/m^3 ,
 d é o diâmetro da tubeira em m,
 T é a temperatura em graus Celsius,
 Re_d é o número de Reynolds.

Tabela 2 – Coeficiente de expansão em função a razão de pressões (ISO 2007)

r_d	1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90
ε	1,000000	0,98923	0,97834	0,96732	0,95619	0,94492

A razão de pressões é dada pela seguinte equação:

$$r_d = 1 - \frac{\Delta p}{p_a} \quad (3.24)$$

Outro método de medição de caudal por perda de pressão controlada é a placa orifício. Este método é ilustrado na Figura 35.

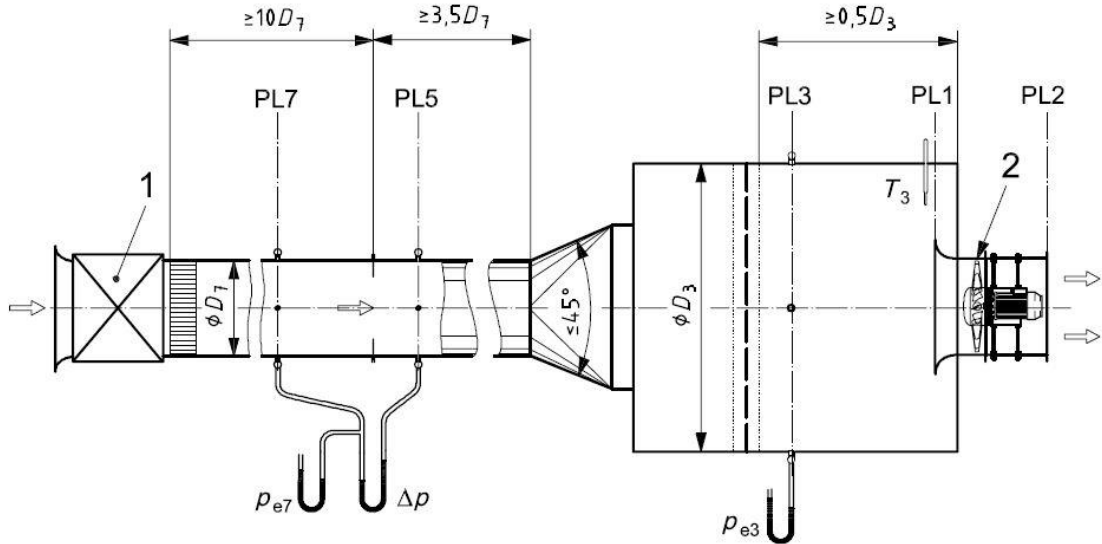


Figura 35 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com placa orifício (ISO 2007).

A placa orifício deve ser num material resistente à corrosão. As tomadas de pressão estão a D_7 a jusante da placa e $0,5D_7$ a montante da placa, sendo que D_7 não poderá ser maior que 1000 mm e menor que 50 mm. O diâmetro do orifício não deverá ser menor que 12,5 mm. O caudal mássico é dado pela equação (3.25):

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p} \quad (3.25)$$

sendo que:

$$\alpha = (1 - \beta^4)^{-0,5} \left[0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + 0,0029\beta^{2,5} \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,75} + 0,039\beta^4(1 - \beta^4)^{-1} - 0,0158\beta^3 \right] \quad (3.26)$$

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \frac{\Delta p}{kp_7} \quad (3.27)$$

$$Re_D = \frac{\alpha\varepsilon\beta d}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_7}} \approx 71 \times 10^3 \frac{q_m}{D_x} \quad (3.28)$$

em que:

- α é o fator de correção;
- ε é o coeficiente de expansão,
- C_j é o coeficiente de descarga j em função do número de Reynolds à saída da tubeira,
- p é a pressão em Pa,
- ρ é a massa volúmica em kg/m³,
- ν é a velocidade do escoamento em m/s,
- d é o diâmetro da tubeira em m,
- D é o diâmetro da conduta em m,
- k é o coeficiente de expansão adiabática,
- q_m é o caudal em kg/s,
- T é a temperatura em graus Celsius,
- Re_D é o número de Reynolds.

A incerteza associada ao cálculo de α é 0,6 % e para o cálculo de ε é $4(\Delta p/p_u)\%$. Duas iterações são suficientes para se obter uma incerteza baixa (ISO 2007).

Na Figura 36 é possível ver um túnel de ensaios que usa tubos de Pitot como medidores de velocidade do escoamento, sendo 4 o difusor e 6 os tubos de Pitot.

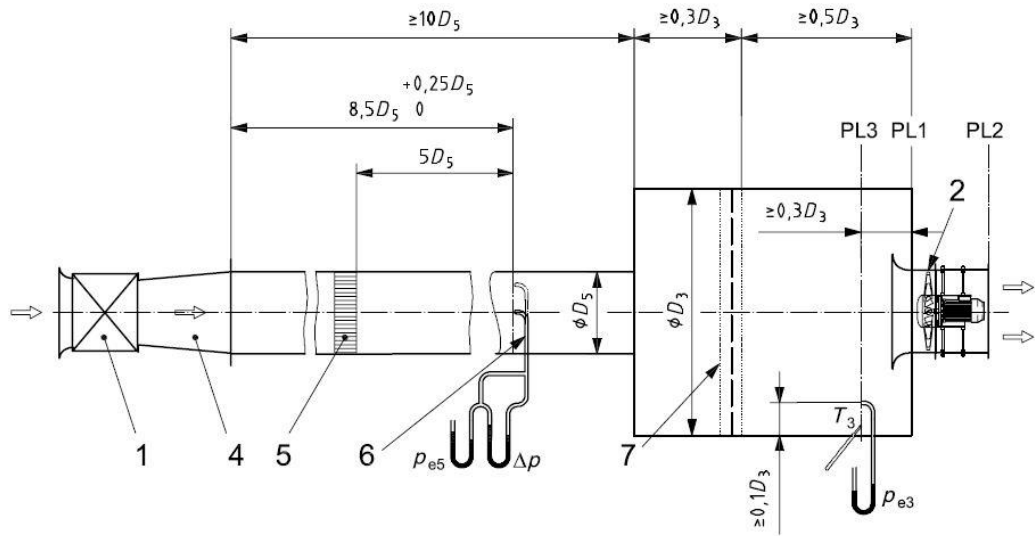


Figura 36 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com tubos de Pitot (ISO 2007).

A medição da diferença de pressão deverá ser realizada em pelo menos 24 localizações, como é possível observar na Figura 37. A cabeça do tubo de Pitot deverá estar alinhada com o escoamento com uma incerteza de $\pm 2^\circ$.

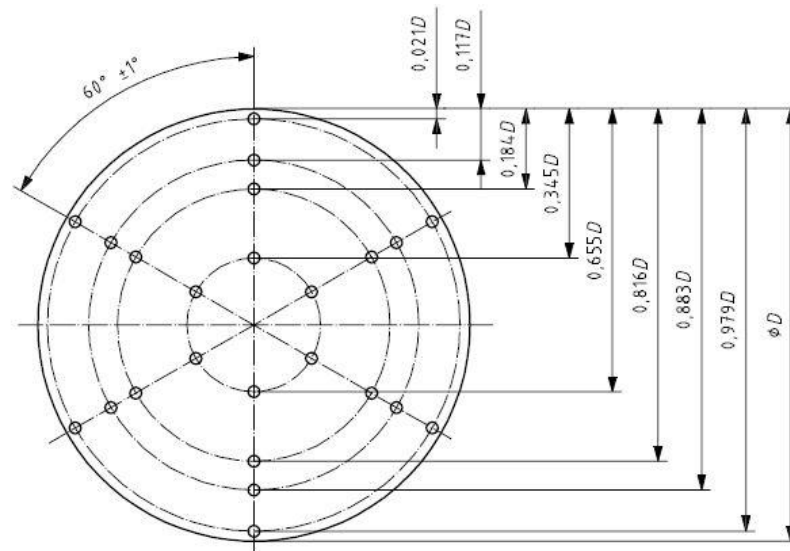


Figura 37 – Posição das medições do tubo de Pitot.

Como a velocidade não é elevada pode-se considerar que a temperatura na câmara antes do ventilador a testar é igual à temperatura à saída do ventilador auxiliar. Para cada ponto deve-se medir a pressão diferencial, Δp_j , que depois permitirá obter a pressão diferencial média, Δp_m , segundo a equação (3.29):

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0,5} \right]^2 \quad (3.29)$$

O caudal mássico é então estimado por:

$$q_m = \alpha \varepsilon A_5 \sqrt{2 \rho_5 \Delta p_m} \quad (3.30)$$

onde:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2k} \frac{\Delta p_m}{p_5} + \frac{k+1}{6k^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_5} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.31)$$

em que:

- α é o fator de correção;
- ε é o coeficiente de expansão,
- p é a pressão em Pa,
- ρ é a massa volúmica em kg/m³,
- v é a velocidade do escoamento em m/s,
- k é o coeficiente de expansão adiabática,
- q_m é o caudal mássico em kg/s.

A equação para o cálculo do número de Reynolds é dada pela equação (3.28); já o coeficiente de correção α é dado pela Tabela 3. A primeira aproximação do caudal mássico deverá ser realizada para $\alpha = 0,99$.

Tabela 3 – Coeficiente de correção em função do número de Reynolds

Re_{Dx}	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6
α	0,986	0,988	0,990	0,991	0,992

A última proposta para um túnel a montante do ventilador está presente na Figura 38. O método de cálculo é semelhante ao da placa orifício. Este tipo de túnel usa um cone difusor na zona da entrada do ar que induzirá uma perda de carga em função do caudal.

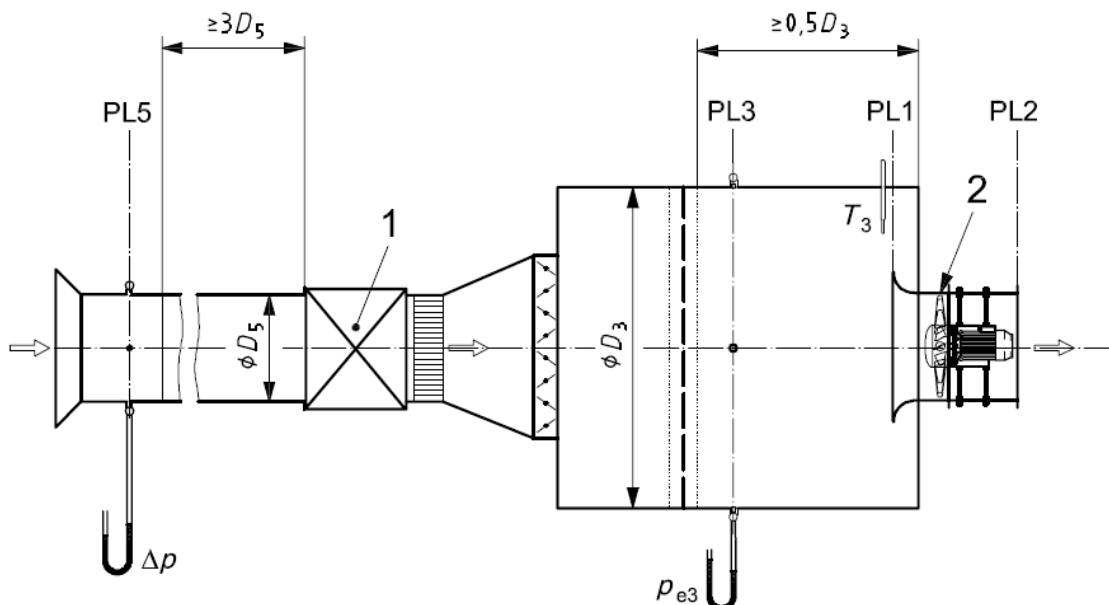


Figura 38 – Túnel de ensaios a montante do ventilador com entrada cônica (ISO 2007).

Segundo Ko, Chung, and Kim (2014) o uso de tubos de Pitot em condutas de grande dimensão induz erros elevados na medição do caudal quando comparado com as múltiplas tubeiras. Para ultrapassar esse erro elevado seria necessário usar mais pontos de medição. Para dimensões levadas o uso de múltiplas tubeiras implica uma câmara de grandes dimensões, que para ventiladores de grandes dimensões pode implicar custos elevados. Como normalmente na indústria os ensaios são realizados no local de trabalho do ventilador usa-se uma conduta com tubos de Pitot para ensaios rápidos e mais baratos.

Na Tabela 4 estão resumidas todas as vantagens e desvantagens dos tipos de túnel, e tendo em conta essa tabela o túnel a montante reúne melhores características e vantagens. A EFAFLU pretende um túnel mais curto possível devido à limitação de espaço nas instalações.

Tabela 4 – Vantagens e desvantagens dos tipos de túnel.

Tipo de Túnel	Vantagens	Desvantagens
A jusante	<ul style="list-style-type: none"> • Não implica ventilador auxiliar; • Possibilidade de ensaio de ruído na aspiração do ventilador. 	<ul style="list-style-type: none"> • Largura elevada (5 m); • Comprimento elevado, devido à largura elevada.
A montante	<ul style="list-style-type: none"> • Largura reduzida (3,2 m); • Comprimento reduzido; • Várias possibilidades de caudalímetros. 	<ul style="list-style-type: none"> • Implica um ventilador auxiliar; • Apenas a possibilidade de ensaio de ruído na expiração.

O túnel a montante permite o uso de quatro tipo de caudalímetros. Com o apoio Tabela 5 é possível determinar que as múltiplas tubeiras reúnem as melhores vantagens, principalmente devido a conseguirem várias gamas de trabalho. Mediante a ponderação das vantagens e desvantagens decidiu-se escolher o túnel a montante com múltiplas tubeiras.

Tabela 5 – Vantagens e desvantagens dos caudalímetros possíveis.

Tipo de caudalímetro	Vantagens	Desvantagens
Múltiplas tubeiras	<ul style="list-style-type: none"> Várias gamas de trabalho; Implica comprimento reduzido. 	<ul style="list-style-type: none"> Maior custo; Implica acesso interior ao túnel.
Tubos de Pitot	<ul style="list-style-type: none"> Cálculo simples. 	<ul style="list-style-type: none"> Elevado comprimento; Não é recomendado pela norma; Pouco preciso.
Placa orifício	<ul style="list-style-type: none"> Custo reduzido. 	<ul style="list-style-type: none"> Elevado comprimento; Apenas uma gama de trabalho.
Entrada cónica	<ul style="list-style-type: none"> Comprimento reduzido 	<ul style="list-style-type: none"> Apenas uma gama de trabalho.

O diâmetro do túnel será 2,5 vezes o diâmetro do ventilador maior (1,25 m), isto é, a largura será 3,2 m. Assim sendo, e tendo em conta a Figura 33 foi possível obter o primeiro desenho do túnel de ventilação, presente na Figura 39. O primeiro esboço do túnel é essencial para a seleção das tubeiras e cálculo das perdas de carga. O ventilador auxiliar ainda deverá ser escolhido, bem como o conjunto de tubeiras. O diâmetro da maior tubeira (d) será determinante para a distância entre as placas perfuradas e a placa com tubeiras. O retificador de caudal será dimensionado em função da conduta em que estiver alojado, sendo que está previsto que essa conduta terá um diâmetro próximo de 1000 mm.

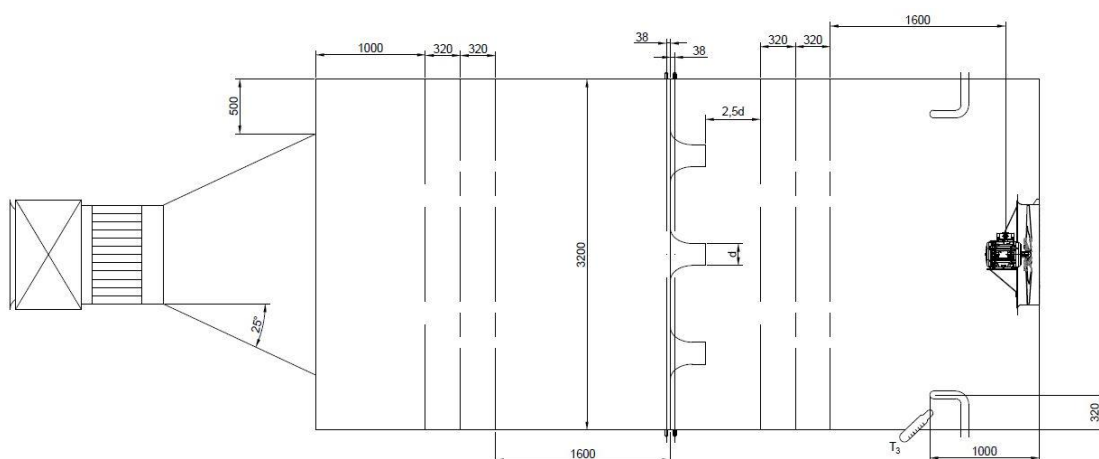


Figura 39 – Primeiro esboço do túnel de ensaios proposto neste estudo (dimensões em mm).

3.2 Seleção das tubeiras

O tipo de tubeiras usadas neste estudo são as de longo raio de baixo rácio que respeitam a norma ISO 5167-3.

Como no túnel de ensaios a velocidade do escoamento é sempre menor que 50 m/s, ou seja, número de Mach menor que 0,15, o escoamento é considerado incompressível. Para manter este atributo a velocidade na tubeira também deverá ser sempre menor que 50 m/s. Como o perfil de velocidades é irregular o melhor será limitar a velocidade máxima em cada tubeira a 40 m/s. Assim sendo, o caudal máximo em cada tubeira é dado por:

$$q_{\max tubeira} = A_d v_{\max} = \pi \frac{d^2}{4} 40 \times 3600 [m^3/h] \quad (3.32)$$

Para que o escoamento não percorra a tubeira a uma velocidade muito baixa decidiu-se limitar a velocidade mínima a 15 m/s. Assim obtém-se a seguinte equação:

$$q_{\min tubeira} = A_d v_{\min} = \pi \frac{d^2}{4} 15 \times 3600 [m^3/h] \quad (3.33)$$

Através das equações (3.32) e (3.33) foi obtida a Tabela 6, que indica os caudais máximo e mínimo de várias tubeiras com diâmetros diferentes.

Tabela 6 - Capacidade de escoamento das tubeiras em função do diâmetro.

<i>Diâmetro da tubeira [mm]</i>	Caudal Mínimo [m^3/h]	Caudal Máximo [m^3/h]
50	106	283
75	239	636
100	424	1131
125	663	1767
150	954	2545
175	1299	3464
200	1696	4524
225	2147	5726
250	2651	7069
300	3817	10179
350	5195	13854
400	6786	18096

Como os ventiladores para refrigeração de transformadores fabricados na EFAFLU podem produzir um caudal de 3600 m³/h até 50400 m³/h, ou seja, a placa com tubeiras permitirá seleccionar as tubeiras em função do caudal produzido. Assim, seguindo todas as restrições provenientes da norma ISO 5801 foi projetada a placa com tubeiras, representada na Figura 40. Na Tabela 7 é possível determinar as coordenadas das tubeiras, bem como os diâmetros das mesmas. Para respeitar todas as exigências da norma ISO 5801 o diâmetro nominal da câmara teve de ser aumentado em 200 mm de cada lado, ou seja, a câmara apresentará uma secção quadrangular de 3400 mm.

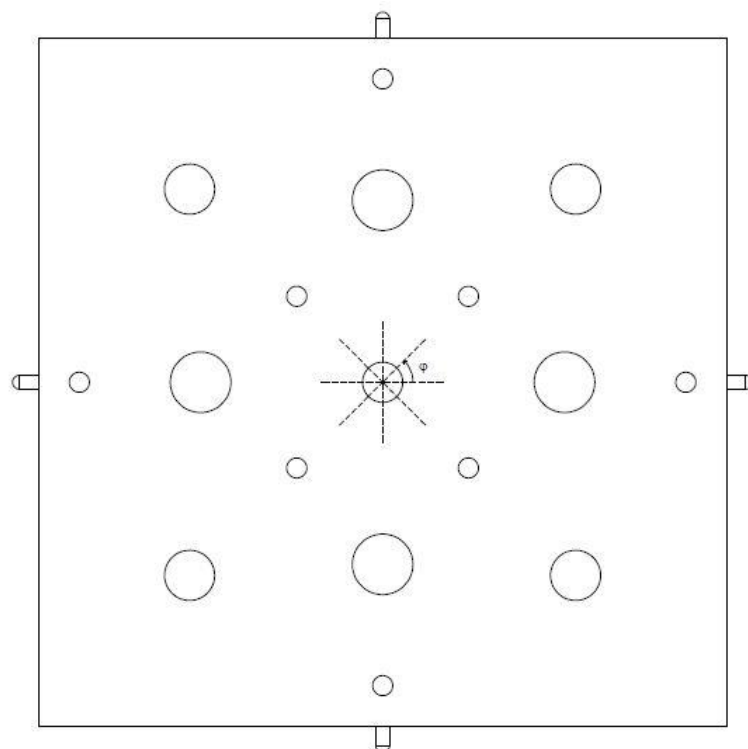


Figura 40 – Disposição das tubeiras na placa.

Tabela 7 – Distribuição das Tubeiras na placa tendo em conta o referencial da Figura 40, em mm.

φ	Raio [mm]	Tubeira	Raio [mm]	Tubeira
0	900	300	1500	100
45	600	100	1350	250
90	900	300	1500	100
135	600	100	1350	250
180	900	300	1500	100
225	600	100	1350	250
270	900	300	1500	100
315	600	100	1350	250

Na origem do referencial estará uma tubeira de 200 mm

Com esta disposição é possível obter seis configurações que cobrem todos os ventiladores para transformadores. As seis configurações possíveis estão resumidas na Tabela 8. Como a perda de pressão em tubeiras de diâmetros semelhantes é aproximadamente igual pode-se considerar que o caudal de cada tubeira é função da área. Devido às alterações da secção o túnel terá novas dimensões, expressas na Figura 41.

Considerando que o ventilador auxiliar deverá ter um diâmetro de cerca de 1 m existirá uma perda no difusor cônico. Considerando um ângulo de 40° e tendo em conta a Figura 42, as perdas são dadas pela equação (3.35):

$$\Delta p_d = \gamma h_{Ld} = K_{Ld} \frac{v_1^2}{2g} \gamma = 1 \frac{18^2}{2 \times 9,8} 12 = 198 \text{ Pa} \quad (3.35)$$

em que:

K_{Ld} é o coeficiente de perda do difusor,
 v_1 é a velocidade do escoamento à saída do ventilador auxiliar em m/s,
 g é a aceleração da gravidade em m/s²,
 γ é o peso específico em N/m³.

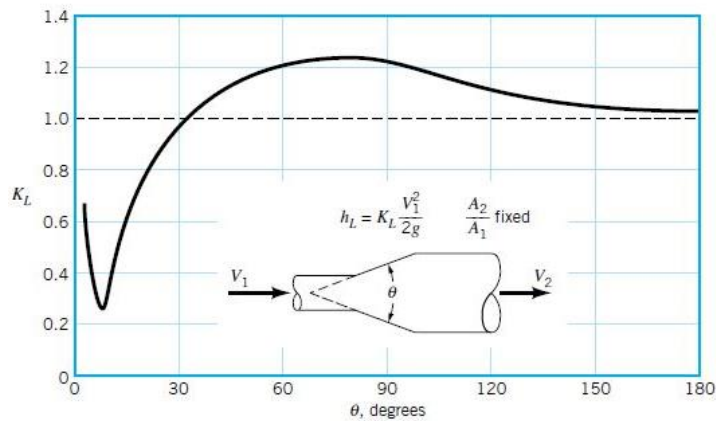


Figura 42 – Coeficiente de perda para um difusor cônico (Munson, Young, and Okiishi 1988).

As placas perfuradas também induzem uma perda de carga, que será função da velocidade e da percentagem de área aberta das mesmas. O coeficiente de descarga das placas perfuradas é dado pela Figura 43.

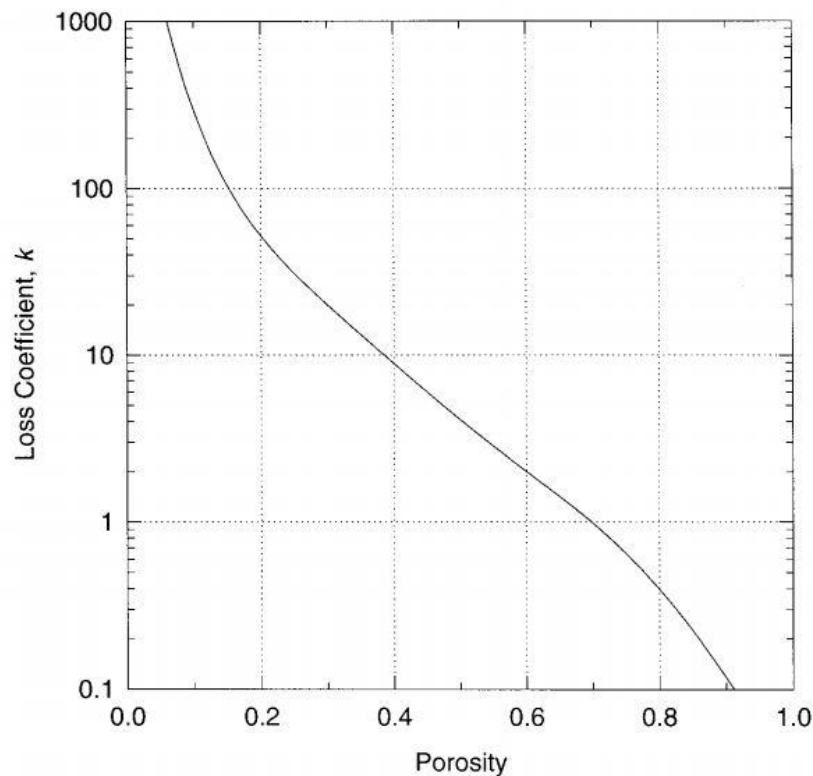


Figura 43 – Coeficiente de perda de carga das placas perfuradas (Weber et al. 2000).

Na câmara será necessário ter dois conjuntos de três placas perfuradas de 60%, 50% e 45% de área aberta. Assim sendo, a pressão perdida nas placas perfuradas é dada por:

$$\Delta p_{pp} = 2\gamma h_{Lpp} = 2(K_{L60} + K_{L50} + K_{L45}) \frac{v_5^2}{2g} \gamma = 2(2 + 4 + 6) \frac{1,54^2}{2 \times 9,8} 12 = 35 Pa \quad (3.36)$$

em que:

h_{Lpp} é perda das placas perfuradas em m,
 K_{Lx} é o coeficiente de perda da placa perfurada x,
 v_5 é a velocidade do escoamento na câmara em m/s,
 g é a aceleração gravítica em m/s²,
 γ é o peso específico em N/m³.

O retificador de caudal também provocará uma perda de carga que, segundo a ISO (2003a), pode-se considerar um coeficiente de 0,25. Assim sendo, a perda de carga é dada por:

$$\Delta p_r = \gamma h_{Lr} = K_{Lr} \frac{v_1^2}{2g} \gamma = 0,25 \frac{18^2}{2 \times 9,8} 12 = 50 Pa \quad (3.37)$$

em que:

h_{Lr} é perda do estabilizador de caudal em m,
 K_{Lr} é o coeficiente de perda no estabilizador de caudal,
 v_1 é a velocidade do escoamento á saída do ventilador auxiliar em m/s,
 g é a aceleração gravítica em m/s²,
 γ é o peso específico em N/m³.

Para a determinação do coeficiente de perda das múltiplas tubeiras foi usada a equação (3.38), proveniente da ISO (2003b), norma esta dedicada às tubeiras e tubos de Venturi. Esta norma apenas faz referência a tubeira únicas, isto é, tubeiras que serão acopladas nas condutas sem estarem alojadas numa placa com outras tubeiras. Assim sendo, decidiu-se adaptar a equação (3.38), sendo o coeficiente de descarga obtido pela média dos coeficientes de descarga das tubeiras que estão a ser usadas. Já a razão de diâmetros β será a obtida pela razão das áreas, como é possível ver na equação (3.39).

$$K_{tub} = \left[\frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)}}{C\beta^2} - 1 \right]^2 \quad (3.38)$$

$$\frac{A_d}{A_D} = \frac{\sum_{j=1}^n \pi r_j^2}{D^2} \approx \beta^2 \quad (3.39)$$

Assim sendo, a perda de pressão provocada pelas múltiplas tubeiras será dada pela seguinte expressão:

$$\Delta p_{mtubeiras} = K_t \frac{v_5^2}{2g} \gamma \quad (3.40)$$

Para cálculos aproximados pode-se considerar que C é 0,95, resultando.

$$\beta^2 \approx \frac{4\pi(0,125^2 + 0,15^2)}{3,4^2} = 0,041 \quad (3.41)$$

$$\Delta p_{mtubeiras} = \left[\frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - 0,95^2)}}{0,95\beta^2} - 1 \right]^2 \frac{1,54^2}{2 \times 9,8} 12 = 900 Pa \quad (3.42)$$

Assim sendo, a perda de pressão total aproximada para um túnel de ensaios para ventiladores de 1250mm de diâmetro deverá ser:

$$\Delta p_{total} = 900 + 50 + 35 + 198 = 1183 \text{ Pa} \quad (3.43)$$

3.4 Seleção do ventilador auxiliar

Uma das razões do cálculo das perdas de carga do sistema para o ventilador de 1250 mm foi por este produzir o maior caudal, que irá por sua vez levar a uma maior perda de carga no sistema. O ventilador auxiliar terá que ser capaz de cooperar com o ventilador a testar para que, os dois em conjunto, possam vencer essas perdas. No primeiro cálculo de perdas foi concluído que as perdas de carga podem chegar a aproximadamente 1200 Pa. Assim sendo, o ventilador deverá ser capaz de vencer uma perda superior a 1200 Pa e produzir um caudal maior que 14 m³/s. Recorrendo ao catálogo de ventilação da EFAFLU, destacam-se dois ventiladores. O primeiro trata-se de um ventilador axial designado VC que pode atingir 2000 mm de diâmetro. Este tipo de ventilador é bastante ruidoso e de grandes dimensões.

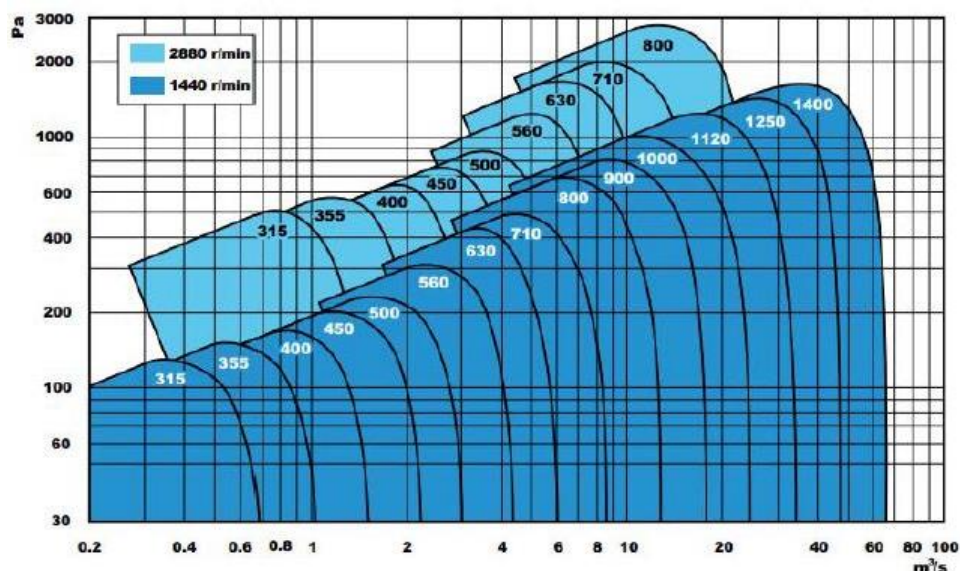


Figura 44 – Curvas características dos ventiladores VC (EFAFLU 2009).

A outra alternativa é o uso de um ventilador centrífugo de pás voltadas para trás. Este tipo de ventiladores é bastante menos ruidoso e permite obter maiores pressões e caudais que os ventiladores axiais VC. Como o escoamento à saída nos ventiladores centrífugos é isento de vórtex, o uso de um retificador de caudal poderá ser dispensável, o que reduzirá as perdas de carga. Assim sendo foi selecionado o ventilador centrífugo da EFAFLU denominado ChA 36 ½, presente na Figura 45. Com o acoplamento que um *damp*er (regulador de caudal) e um variador de frequência será possível variar as perdas de carga do sistema, bem como alterar a curva de performance do ventilador em função da velocidade de rotação do ventilador. Na Figura 46 estão representadas as curvas dos ventiladores NTF 1250 (a cinzento) e do ventilador auxiliar ChA 36 ½ (a azul), sendo que o último apresenta três curvas distintas que representam a variação da performance com a variação da velocidade de rotação. Nesse mesmo gráfico encontra-se uma curva a verde que representa o conjunto dos dois ventiladores em série. A curva do sistema vai-se alterando em função da área aberta do *damp*er e por esse mesmo motivo estão representadas três curvas, em tons laranjas, das perdas do sistema em função da área aberta.

Com o uso do ventilador auxiliar pretende-se obter o ponto de caudal livre do ventilador a testar, funcionando o ventilador auxiliar para vencer todas as perdas de carga provocadas pelo

sistema, isto é, a curva do ventilador auxiliar deverá cruzar a curva das perdas do sistema nesse mesmo valor de caudal.

Com o uso do ventilador EFAFLU ChA 36 ½ como ventilador auxiliar será possível testar a qualquer velocidade de rotação os ventiladores NTF 1250 e 1000. O ensaio para o ventilador NTF 800 a rodar a 1000 rpm poderá ser realizado com esta configuração.



Figura 45 – Ventilador ChA (EFAFLU 2009).

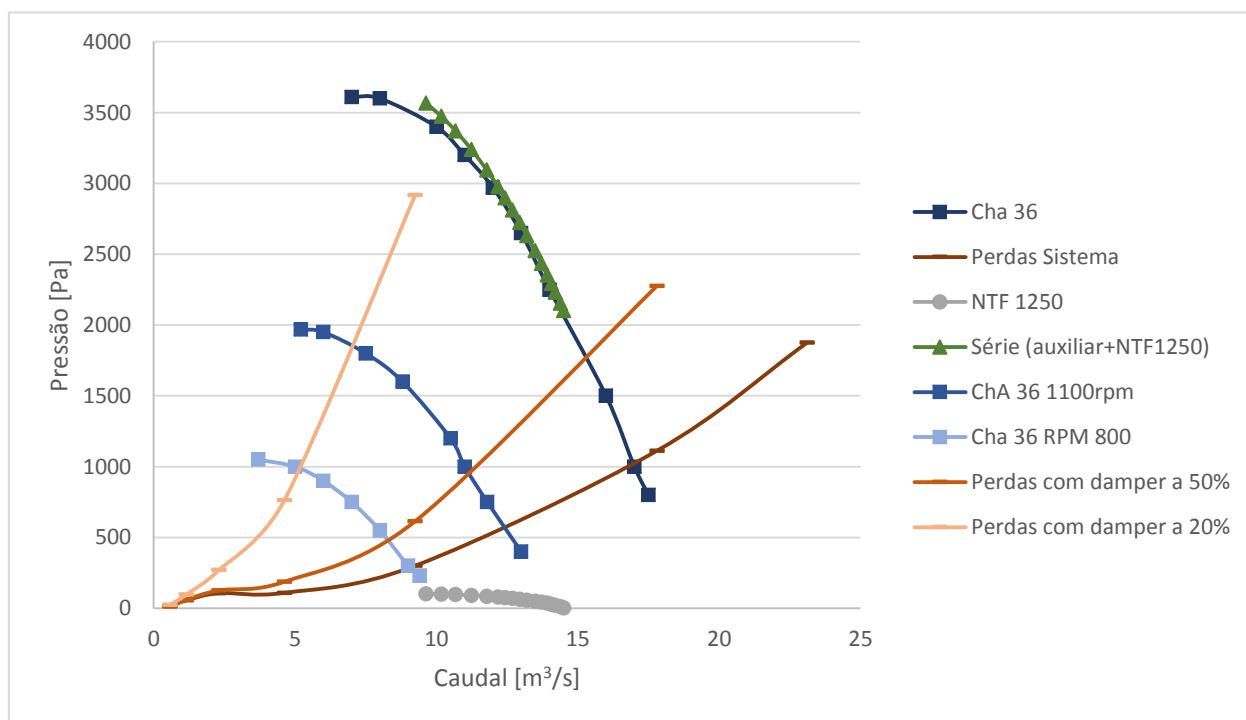


Figura 46 – Performance dos ventiladores NTF 1250 e ChA 36 ½.

Apesar da vasta gama que o ventilador centrífugo ChA consegue cobrir, este ventilador não consegue fornecer caudais abaixo de 4 m³/s. Assim sendo será selecionado outro ventilador auxiliar para ventiladores com caudais livres menores que 4 m³/s. O segundo ventilador auxiliar deverá ser capaz de testar os ventiladores NTF 800 a 750 rpm e todas as gamas inferiores. A escolha recai entre dois tipos de ventiladores, um ventilador axial VC já mencionado ou um ventilador misto (Figura 47) também presente no catálogo de ventilação da EFAFLU. Como os ventiladores axiais têm uma gama de trabalho mais reduzida que os ventiladores mistos, a

escolha do ventilador misto será mais acertada. O ventilador MFB 1000 com motor de 6 pólos com impulsor com ângulo do tipo 2 consegue atingir a performance desejada, como é possível ver na Figura 48. No Anexo B está ilustrada a curva característica do ventilador ChA 36 ½ para várias velocidades de rotação do impulsor.

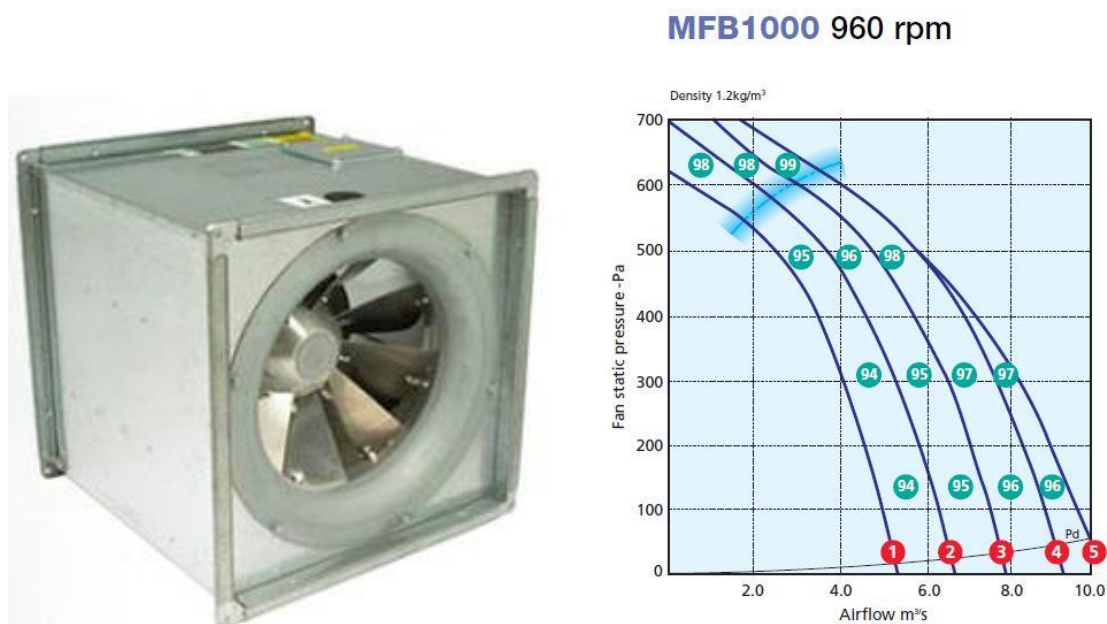


Figura 47 – Ventilador MFB e a sua respetiva curva (EFAFLU 2009).

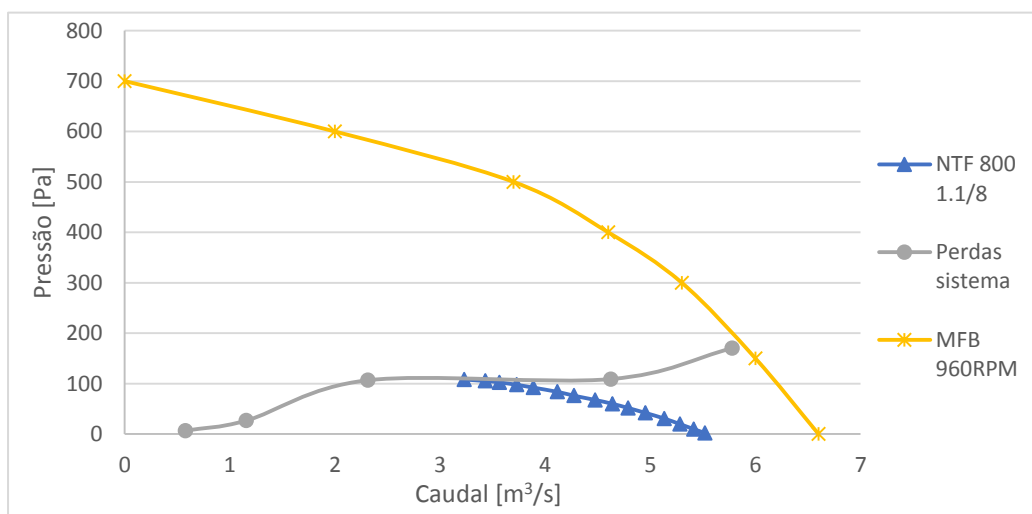


Figura 48 – Curvas características dos ventiladores MFB 1000 e NTF 800.

Na Figura 49 é possível analisar como os ventiladores TF, TFBR e VTTF serão testados. O ventilador auxiliar deverá estar a 500 rpm (25 Hz) e com a diminuição da área aberta no *damper* será possível obter as curvas dos ventiladores.

De referir que como as dimensões dos ventiladores são diferentes, motivo será necessário desenvolver um adaptador ajustável. Como o ventilador misto fornece um escoamento com vórtex, o uso de um regulador de caudal é obrigatório. O regulador de caudal, respeitando a Figura 30, deverá ter um comprimento de 450 mm e as células quadradas deverão ter 75 mm de lado. A espessura da malha deverá ser menor ou igual a 5 mm.

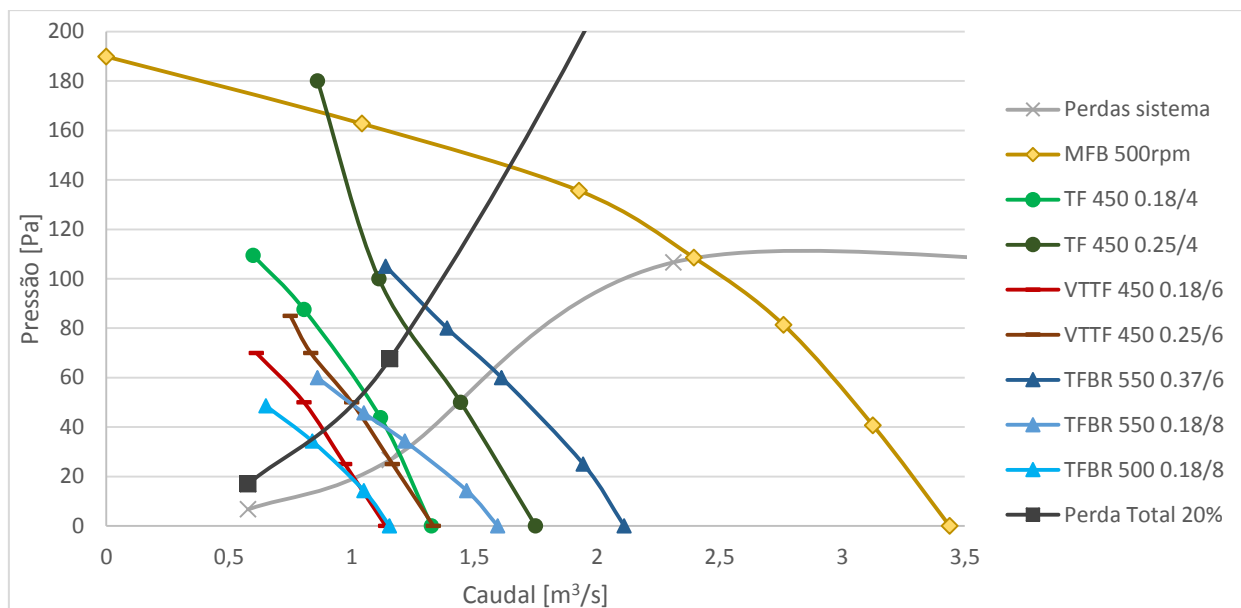


Figura 49 – Curvas caraterísticas dos ventiladores VTTF, TFBR e TF.

3.5 Procedimentos de ensaio

Os ensaios devem todos seguir a mesma abordagem. Como, normalmente, o caudal livre dos ventiladores a ensaiar é conhecido deverá selecionar-se o conjunto de tubeiras, bem como, o ventilador auxiliar indicado anteriormente e resumido na Tabela 8. O ventilador a testar pode ser acoplado e ligado com o *damper* completamente aberto. O ventilador auxiliar poderá então ser ligado à rotação máxima. Como o ventilador auxiliar produzirá um caudal maior que o ventilador a testar, este último será uma perda de carga para o sistema, ou seja, a pressão diferencial medida pelo tubo de Pitot será positiva. Para se obter o primeiro ponto da curva do ventilador a velocidade de rotação do ventilador auxiliar será diminuída até ao ponto em que a pressão relativa será nula no ventilador a testar, porque é a partir deste momento que as perdas de carga do sistema começam a ser vencidas também pelo ventilador a testar. Com a diminuição da rotação do ventilador auxiliar serão obtidos mais pontos. A rotação do ventilador auxiliar não deverá baixar a níveis não recomendados pelo fornecedor. Para evitar velocidades baixas deve-se utilizar o *damper* para regular a curva de perdas de carga do sistema, de forma que se possam atingir caudais menores. A posição do *damper* será registada e um atuador elétrico ficará encarregue de movimentar as pás do mesmo.

Existe um conjunto de precauções que devem ser tomadas. O *damper* não deverá manter-se na configuração de quase fechado durante muito tempo, pois, poderá levar ao sobre aquecimento do motor do ventilador auxiliar. O ventilador auxiliar não deverá funcionar a frequência menores que 25 Hz para não produzir elevadas vibrações. Após cada uma das alterações será necessário desprezar os valores iniciais, pois, o sistema necessitará de alguns segundos para estabilizar. Sempre que um ensaio seja realizado a pressão atmosférica e temperatura, húmida e seca, devem ser medidas.

Em suma, quanto melhor se conhecer o ventilador a ensaiar, mais rápida será a abordagem e a realização do ensaio.

3.6 Ruído

3.6.1 Restrições

A medição do ruído também seguirá as normas referentes (ISO 2010, 2004a, b). As normas recomendam o método de medição em que a fonte sonora, neste caso o ventilador, deverá estar acoplado a um plano refletor. Essas mesmas normas restringem o ruído de fundo, isto é, este ruído deverá ser pelo menos 6 dB inferior ao ruído proveniente do ventilador a testar, sendo preferível valores menores em 15 dB. Para diferenças maiores que 15 dB o ruído de fundo é irrelevante; já para diferenças entre 6 dB a 15 dB o valor de ruído produzido pelo ventilador terá que ser corrigido. Para diferenças menores que 6 dB o ruído medido é muito pouco preciso e é recomendado realizar um ensaio com menor ruído de fundo, como por exemplo uma sala anecoica. Na medição do ruído por vezes é necessário um plano refletor capaz de refletir o ruído, sendo que a norma indica que se pode considerar uma superfície plana em asfalto ou cimento. A norma dispõe de uma fórmula capaz de determinar um fator que indica a influência do ruído de fundo. A temperatura, bem como a humidade, influenciam a propagação de ruído sendo que também é possível determinar essa influência.

Para medições muito precisas o ruído de fundo deve ser eliminado e para isso seria recomendado que o ensaio fosse realizado numa sala anecoica ou semianecoica. Uma sala anecoica tem paredes com a capacidade de absorver as ondas sonoras, ou seja, não as reflete. Estas salas ou câmaras normalmente também estão protegidas de ondas sonoras exteriores bem como ondas eletromagnéticas. As câmaras anecoicas têm todas as paredes e tetos capazes de absorver o ruído, enquanto as câmaras semianecoicas têm um chão com uma superfície que reflete o som, geralmente cimento ou asfalto. Normalmente as câmaras semianecoicas são usadas para testar equipamentos pesados. O material usado nas paredes das câmaras anecoicas trata-se normalmente de uma espuma em poliuretano, mas também poderá ser uma espuma de epóxi com fibras em carbono. A espuma de poliuretano é um material barato e por isso é usado com frequência, apesar das suas baixas propriedades mecânicas. As paredes ficam cobertas por pirâmides de poliuretano, de forma a absorver todo o ruído gerado (Méjean et al. 2017).



Figura 50 – Exemplo de câmara semianecoica (ZIEHL-ABEGG 2009)

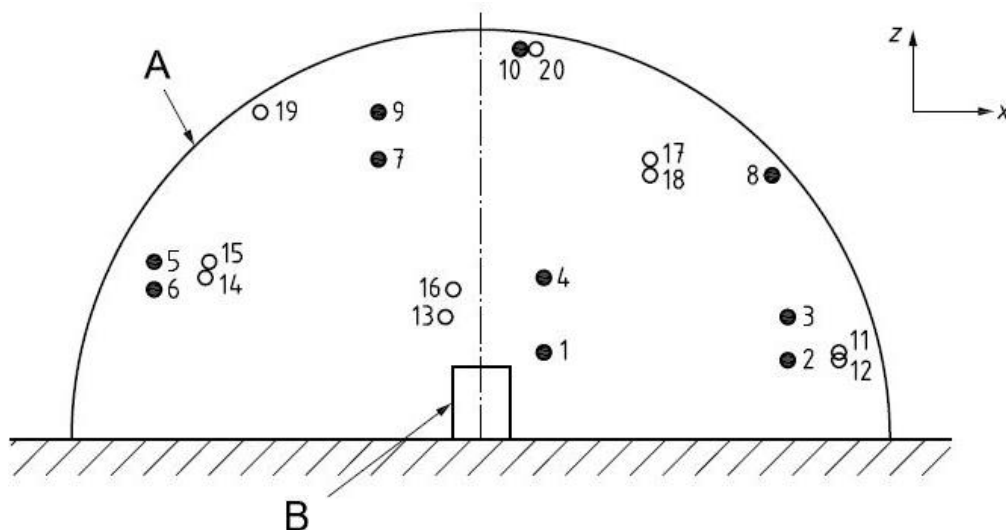
Para facilitar a obtenção de resultados deve-se criar uma superfície imaginária dentro da qual os aparelhos de medição deverão estar dispostos. Normalmente o centro da fonte sonora é o centro dessa superfície, sendo que essa superfície deverá ser função da fonte sonora. Quando a onda sonora passa perpendicularmente a essa superfície melhores resultados são esperados, assim essa superfície normalmente se trata de uma superfície hemisférica, podendo também tomar forma de uma superfície de um paralelepípedo, para uma caixa como fonte sonora, ou

até uma superfície cilíndrica. Os microfones deverão estar dispostos perpendicularmente à superfície e apontados para a fonte sonora. Os resultados obtidos deverão ser ponderados em A, sendo que o nível de pressão sonora em A poderá ser obtido diretamente do microfone ou obtida matematicamente se o microfone não tem a capacidade de ponderar em A.

A superfície hemisférica é recomendada para ventiladores axiais, sendo que o raio deverá ser maior que 1 m e menor que 16 m. Os microfones deverão ser 10 ou mais se for necessário, sendo que as suas coordenadas são indicadas na norma ISO 3744. Os microfones deverão estar protegidos com uma bola de esponja, pois, o escoamento com velocidade maior que 1 m/s levará a um elevado falso resultado.

O ambiente de teste deve ser descrito no relatório de resultados, contendo os valores da temperatura ambiente húmida e seca, pressão atmosférica, temperatura e pressão à entrada do ventilador e a descrição do laboratório de testes. A descrição do laboratório deverá incluir a localização onde foi realizado o ensaio, o técnico que realizou o ensaio e a lista de equipamentos usados. A velocidade de rotação também deverá ser a recomendada pelo fabricante sendo que deverá ser medida da mesma forma que a usada no teste de performance. Antes de proceder com o teste de ruído deverá ser realizado o teste de performance para determinar o ponto de funcionamento que será testado posteriormente no ensaio de ruído. O nível de pressão sonora produzido pelo sistema regulador de carga ou caudal e o medidor de caudal deverá ser menor em 10 dB do que o ruído produzido pelo ventilador. Durante a realização do ensaio de ruído as variações de temperatura e pressão ambiente não devem ultrapassar $\pm 5\%$.

A norma dos ventiladores para transformadores EN 50216-12 (EN 2011) recomenda para ensaio de ruído a norma ISO 13347-3 (ISO 2004b). Esta norma refere um método de medição em que se envolve o corpo emissor por um conjunto de microfones. Como o ventilador pertence à categoria A e se pretende medir o ruído a jusante do ventilador a norma indica que o melhor método de medição é o hemisférico. A posição desses microfones é fornecida em base do diâmetro da fonte emissora, sendo neste caso o diâmetro da turbina do ventilador. O ventilador deve estar montado num plano refletor. A configuração dos microfones está presente na Figura 51 (A é a superfície envolvente de medição e o B a fonte sonora), sendo que a norma recomenda o uso de 10 microfones. Segundo ISO 3744 (ISO 2010) se a diferença entre a maior medição e a menor medição for 10 dB devem-se realizar 20 medições. As coordenadas dos microfones podem ser obtidas ao multiplicar o diâmetro da superfície hemisférica com os valores presentes no Anexo C tendo como referência a Figura 51.



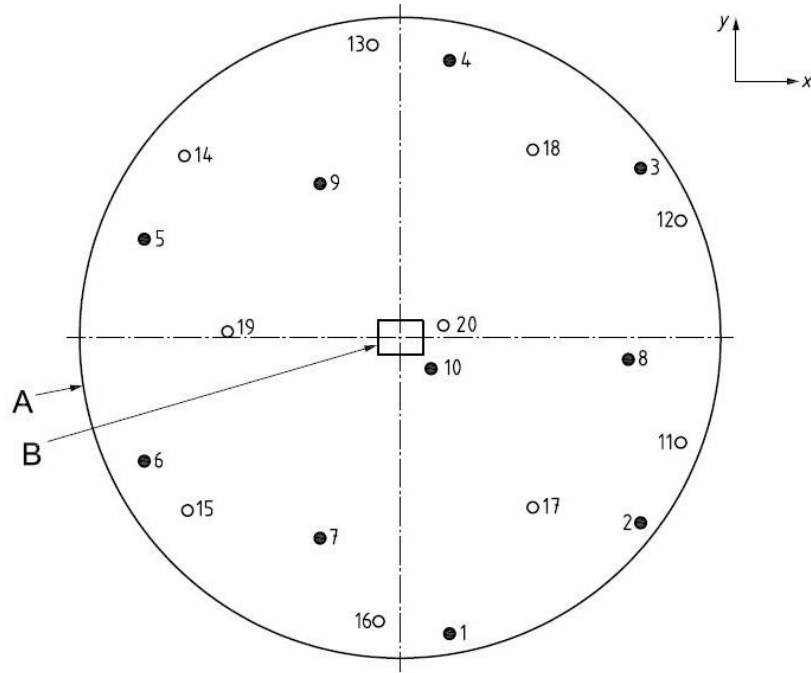


Figura 51 – Posição dos microfones para uma instalação do tipo A (ISO 2010).

O diâmetro da superfície de medição deverá ser superior a 1 metro e é dado pela seguinte equação (ISO 2004b):

$$r \geq 3D_e \quad (3.44)$$

onde:

r é o raio da superfície hemisférica de medição em m,
 D_e é o diâmetro da fonte emissora em m.

O centro da superfície hemisférica deverá ser o centro da fonte emissora que no caso do ventilador deverá ser o centro do ventilador, mais especificamente o centro da turbina. O plano refletor deverá exceder a superfície hemisférica pelo menos em 0,5 m e o seu coeficiente de absorção do som deve ser menor que 0,1. Normalmente cimento, asfalto e metal pouco rugoso cumprem este requisito.

Para o maior ventilador fabricado na EFAFLU, com diâmetro 1250 mm, a superfície hemisférica deverá ter pelo menos um raio de 3750 mm. Como a câmara tem uma superfície plana bastante menor do que o necessário para se realizar o ensaio de ruído, os dois ensaios de performance e ruído terão que ser realizados separadamente.

Após as medições do ruído de fundo e das 10 medições de ruído proveniente do ventilador deve-se calcular o nível de pressão sonora média, sendo obtida através da seguinte equação (3.45):

$$\bar{L}_{p(A)} = 10 \log \left[\frac{1}{N_M} \sum_{i=1}^{N_M} 10^{0,1L_{pi(A)}} \right] \quad (3.45)$$

onde:

N_M é o número de medições realizadas,
 $L_{pi(A)}$ é o nível sonoro medido no microfone i ponderado em A em dB.

O nível sonoro do ruído de fundo deverá ser calculado da mesma forma. Após este cálculo se a diferença entre os níveis sonoros for maior que 15 dB, o cálculo do nível sonoro produzido pelo ventilador fica concluído, sendo o valor final calculado anteriormente. Se a diferença se encontrar entre 15 dB e 6 dB deve-se proceder ao cálculo do fator de fundo, que indica o peso

do ruído de fundo na medição do nível da pressão sonora. Esse fator é obtido através da equação (3.46):

$$K_1 = -10 \log(1 - 10^{-0,1\Delta L_p}) \quad (3.46)$$

onde:

K_1 é o fator de correção do ruído de fundo,

ΔL_p é a diferença entre a média do nível sonoro produzido e a média do nível sonoro de fundo em dB.

O nível de pressão sonora deve ser corrigido também em função da sala em que é realizado o ensaio de ruído, pois, se uma sala tiver paredes rígidas e refletoras irá refletir o som e as medições serão majoradas. Tal correção não será necessária numa sala anecoica. A esta correção dá-se o nome de correção ambiental, sendo dada pela equação (3.47):

$$K_2 = 10 \log \left[1 + 4 \frac{S}{A} \right] \quad (3.47)$$

em que:

$$A = \alpha S_v \quad (3.48)$$

onde:

K_2 é o fator de correção ambiental,

S é a área da superfície hemisférica em m²,

S_v é a área das superfícies da sala onde será realizado o ensaio (paredes, tetos e chão) em m²,

α é o coeficiente médio de absorção da sala, dado pela Tabela 9.

Tabela 9 – Valores aproximados do coeficiente de absorção sonora em função do tipo de laboratório (ISO 2010)

Coeficiente médio de absorção, α	Descrição do Laboratório de Ensaio
0,05	Sala vazia com paredes rígidas e suaves
0,10	Sala quase vazia com paredes suaves
0,15	Sala retangular com maquinaria ou móveis
0,20	Sala irregular com maquinaria ou móveis
0,25	Sala com móveis estufados ou sala com maquinaria e com paredes ou teto com material sonoramente absorvente (anecoico)
0,30	Sala com apenas teto anecoico
0,35	Sala com teto e paredes anecoicas
0,50	Sala completamente anecoica

Assim sendo, o nível de pressão sonora corrigido produzido pelo ventilador ponderado em A é dado pela equação (3.49):

$$\bar{L}_{pc(A)} = \bar{L}_{p(A)} - K_1 - K_2 \quad (3.49)$$

Outro método para se obter o fator de correção ambiental com maior precisão é possível, usando uma fonte sonora bem conhecida, *reference sound source*, que é colocada na posição do ventilador a testar. Esta fonte sonora irá emitir um som que será medido pelos mesmos microfones que irão medir o ruído do ventilador. Essa pressão sonora, depois de corrigida pelo fator de correção de fundo, será subtraída à pressão sonora prevista pelo fabricante dessa

mesma fonte sonora, equação (3.50), resultando no fator de correção ambiental. Este método poderá ser impraticável para grandes ventiladores.

$$K_2 = L_p^* - L_{p(RSS)} \quad (3.50)$$

onde:

K_2 é o fator de correção ambiental,

L_p^* é o nível de pressão sonora medida corrigida apenas tendo em conta o ruído de fundo em dB,

$L_{p(RSS)}$ é o nível de pressão sonora da *reference sound source* fornecida pelo fabricante em dB.

Segundo a norma ISO 13347-1 (ISO 2004a) é possível obter o nível da potência sonora do ventilador através da equação (3.51):

$$L_W = \bar{L}_{pc} + 10 \log \frac{S}{S_0} - 10 \log \frac{\rho c}{400} \quad (3.51)$$

onde:

\bar{L}_{pc} é o nível de pressão sonora corrigido em dB,

L_W é o nível de potência sonora em dB,

S é a área da superfície de medição em m^2 ,

S_0 é a área de referência, $1 m^2$,

c é a velocidade do som no gás às condições do teste em m/s,

ρ é a massa volúmica do gás em kg/m^3 .

3.7 Resumo de conclusões e considerações deste capítulo

Neste capítulo chegou-se à conclusão de que os ventiladores de refrigeração de transformadores produzidos na EFAFLU são todos de categoria A, isto é, saída e entrada livre. Tendo em conta de que os ventiladores a testar produzem baixas pressões e várias gamas de ventiladores serão testadas do túnel, o túnel a montante do ventilador a testar com um caudalímetro de múltiplas tubeiras reúne melhores atributos.

Seguindo as restrições provenientes do referencial normativo foi possível obter um caudalímetro com 6 gamas de trabalho, desde $1696 m^3/h$ até $73516 m^3/h$ que permite testar todos os ventiladores de refrigeração de transformadores oferecidos pela EFAFLU.

Como os ventiladores a testar produzem um caudal a baixa pressão será necessário um ventilador auxiliar. Para selecionar este ventilador auxiliar foram calculadas as perdas de cargas de todos os componentes do túnel. Assim chegou-se à conclusão de que um único ventilador auxiliar não consegue testar todos os ventiladores desejados. O ventilador centrífugo EFAFLU 36 ½ foi selecionado para testar os ventiladores de maiores dimensões. Este ventilador não consegue fornecer um caudal abaixo de $4 m^3/s$ e por esse motivo foi selecionado outro ventilador para gama menores. O ventilador misto MFB 1000 consegue atingir um caudal desde $6,5 m^3/s$ até caudais quase nulos e por esse motivo é indicado para testar a gama inferior de ventiladores.

O túnel terá que ter um conjunto de seis placas perfuradas de 60%, 50% e 45% para o escoamento tornar-se mais homogêneo e regular. Um retificador de caudal não será necessário, pois o escoamento proveniente de um ventilador centrífugo é isento de vórtex. Um regulador de caudal ou *damper* terá que ser acoplado ao ventilador auxiliar para que seja possível alterar as perdas de carga e atingir vários pontos da curva característica do ventilador a testar. Em termos de aparelhos de medição, serão necessários três manómetros relativos, um barómetro, um termómetro de bolbo seco, um termómetro de bolbo húmido e um termómetro. Assim, foi

possível obter o esboço do túnel de ensaios da Figura 52 e essa mesma figura será o ponto de partida para o Capítulo 4.

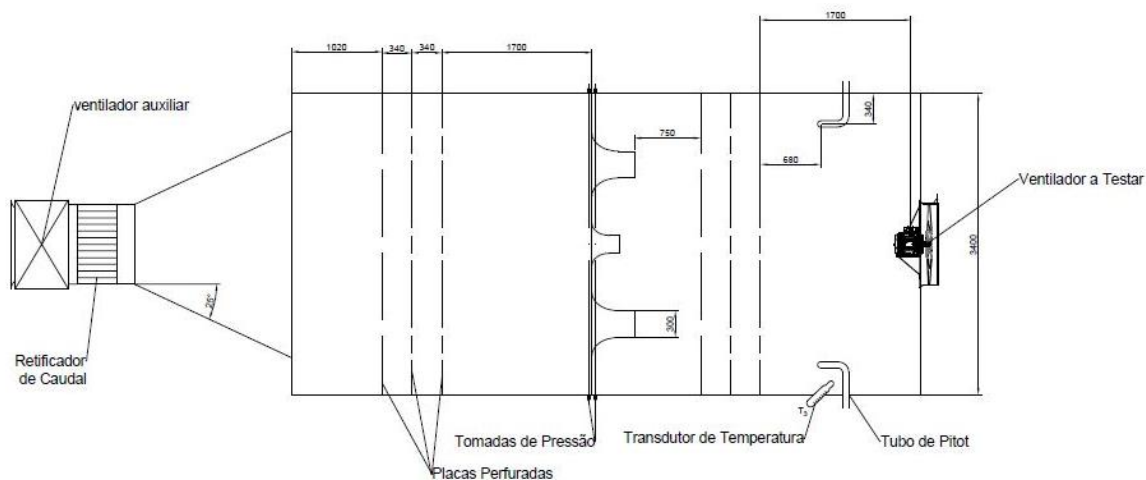


Figura 52 – Esboço do túnel de ventilação.

Para o ensaio de ruído será necessário pelo menos um microfone de campo livre. Os ensaios de ruído e performance dificilmente poderão ser realizados no mesmo local devido ao ensaio de ruído requerer uma superfície de grandes dimensões para o ventilador de 1250 mm de diâmetro. A pressão atmosférica, temperatura seca e húmida também terão que ser medidas no ensaio de ruído.

3.7.1 Exemplo de ensaio de ruído em fábrica

Para o ensaio de ruído uma estrutura usada em ensaios na EFAFLU pode ser usada. Esta estrutura é usada atualmente para ensaios de ruído e performance. Com 2300 mm de altura a estrutura representada na Figura 53 consegue testar ventilador até 1000 mm de diâmetro.



Figura 53 – Estrutura de testes EFAFLU.

O ensaio de ruído pode ser realizado nesta mesma estrutura, sendo o chão o plano refletor. Uma superfície hemisférica é criada tendo como referencial o centro da turbina. Um exemplo deste ensaio está representado na Figura 54, sendo usado como exemplo um NTF 1000. Um ventilador de 1000 mm de diâmetro exige uma superfície hemisférica de raio de pelo

menos 3000 mm. O local do ensaio deverá estar livre de obstáculos e superfícies refletoras. Apesar de este ensaio não cumprir integralmente os requisitos da norma ISO 13347-3, pois o ventilador não está acoplado a um plano refletor, é de esperar valores bastante consistentes se todos os outros requisitos e as correções apresentadas no capítulo 3 forem respeitadas. Para o ensaio cumprir integralmente a norma ISO 13347-3 era necessário uma superfície plana quadrada com largura de pelo menos seis vezes o diâmetro.

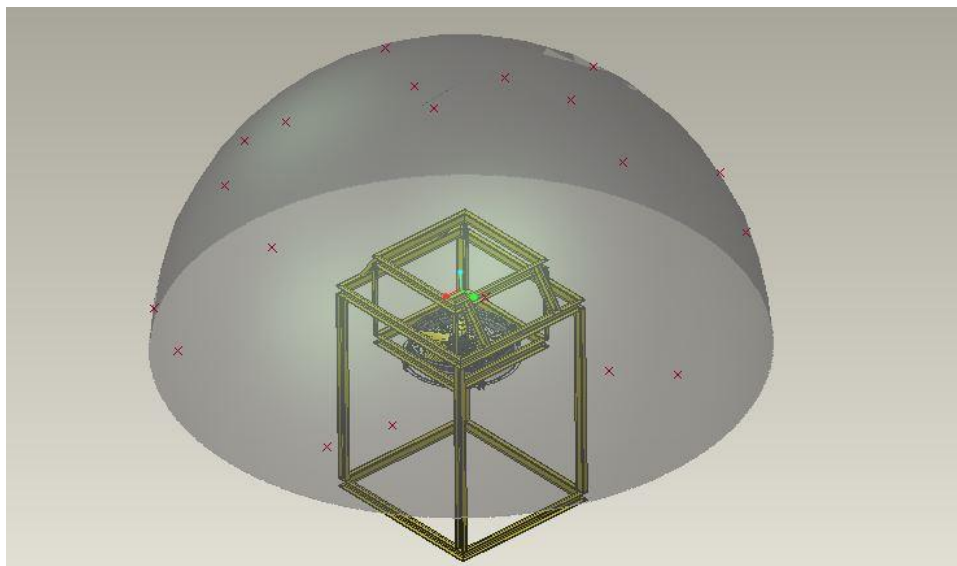


Figura 54 – Representação do ensaio de ruído com a estrutura de testes da EFAFLU.

Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

4 Desenvolvimento do túnel de ensaios para ventiladores

Neste capítulo irão ser mencionadas as escolhas realizadas para a obtenção do produto final, o túnel de ensaios para ventiladores. Esse túnel de ensaios terá que ser capaz de testar todos os ventiladores de refrigeração de transformadores, e com poucas alterações também será capaz de estudar outros tipo de ventiladores axiais. O maior ventilador que será testado no túnel de ventilação está a ser desenvolvido pela EFAFLU, tendo um diâmetro de 1250 mm e é capaz de produzir um caudal livre de 14 m³/s. O peso previsto deste ventilador é 100 kg. Relativamente ao menor ventilador testado será o modelo VTTF. Este apresenta um diâmetro de 450 mm e 1 m³/s de caudal livre.

O ventilador auxiliar deverá estar acoplado à câmara através de um difusor. Este ventilador terá que ser montado numa estrutura para atingir a altura desejada. Para eliminar vibrações não desejáveis serão seleccionados calços anti-vibratórios.

O princípio fundamental usado no projeto foi o de minimizar os obstáculos na zona interior da câmara, isto é, a zona de teste. Para isso foi dimensionada uma estrutura metálica constituída por vigas que irão alojar as chapas metálicas de revestimento. Para minimizar o peso e obter um bom compromisso de peso e estabilidade, foi escolhida uma chapa de revestimento de aço de 1 mm de espessura. Esta espessura poderia ser menor, mas a soldadura destas seria bastante mais complicada devido ao perigo de perfuração da chapa. Também chapas mais finas conduziriam a vibrações indesejáveis dos painéis. As vigas seleccionadas para a estrutura do banco de ensaios foram perfis UPE em aço devido ao seu acoplamento ser simples e permitirem apoiar as chapas metálicas de forma simples. Estas vigas têm melhores propriedades mecânicas que as vigas UPN, para além do peso ser mais baixo. Outras das vantagens é o facto de as abas serem paralelas, o que facilita a montagem, como é possível observar na Figura 55 (ArcelorMittal 2016).

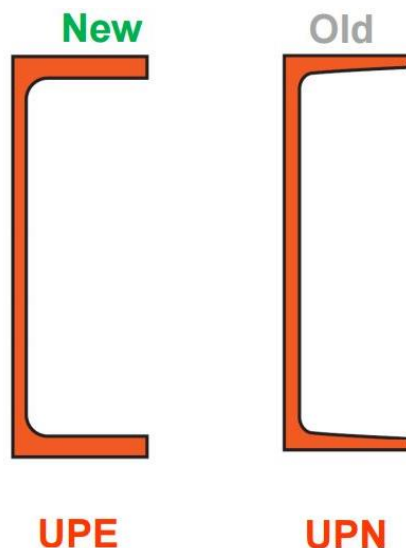


Figura 55 – Vigas UPE *versus* UPN (ArcelorMittal 2016).

Como as chapas de 1 mm são pouco resistentes aos esforços de flexão, serão usadas cantoneiras como reforço. O túnel será suportado por 10 vigas UPE 100 e terá 300 mm de altura. Para dar rigidez e resistência às paredes do túnel, estas estão reforçadas com cantoneiras DIN 1028 de 50×5. Será adotada uma construção modular do equipamento de modo a facilitar a sua construção, montagem e manutenção. Os módulos que alojam a placa perfurada terão uma matriz constituída por quatro vigas DIN 2017 20×3. Para cada zona de medição haverá um módulo com tomadas de pressão. Este módulo permitirá a fácil manutenção do mesmo, visto que as tomadas de pressão serão zonas críticas do túnel de ensaios. Assim, o túnel de ventilação

será dividido em cinco módulos estruturais, três módulos de medição e um difusor de ligação da câmara e o ventilador auxiliar. As chapas de revestimento serão sempre colocadas na parte interior da estrutura, sendo visível a estrutura pelo exterior, de modo a garantir uma superfície interior do túnel suave, sem grandes acidentes geométricos. O aço usado nas vigas será o S235 JR2 e nas chapas será ST 12, pois são os aços usados pela EFAFLU. Todas as juntas deverão ser seladas com silicone para garantir a estanquicidade do túnel.

Todo o projeto e desenvolvimento do túnel foi realizado com recurso ao *software* de desenho em três dimensões denominado *Creo 2.0*. Os módulos serão numerados de forma crescente desde o ventilador auxiliar, como é possível aferir na Figura 56. O módulo 1, terá acoplado o difusor de ligação entre o ventilador auxiliar e a câmara. Esta estrutura modular está representada na Figura 56. Esta estrutura deverá ter um peso de aproximadamente 741 kg.

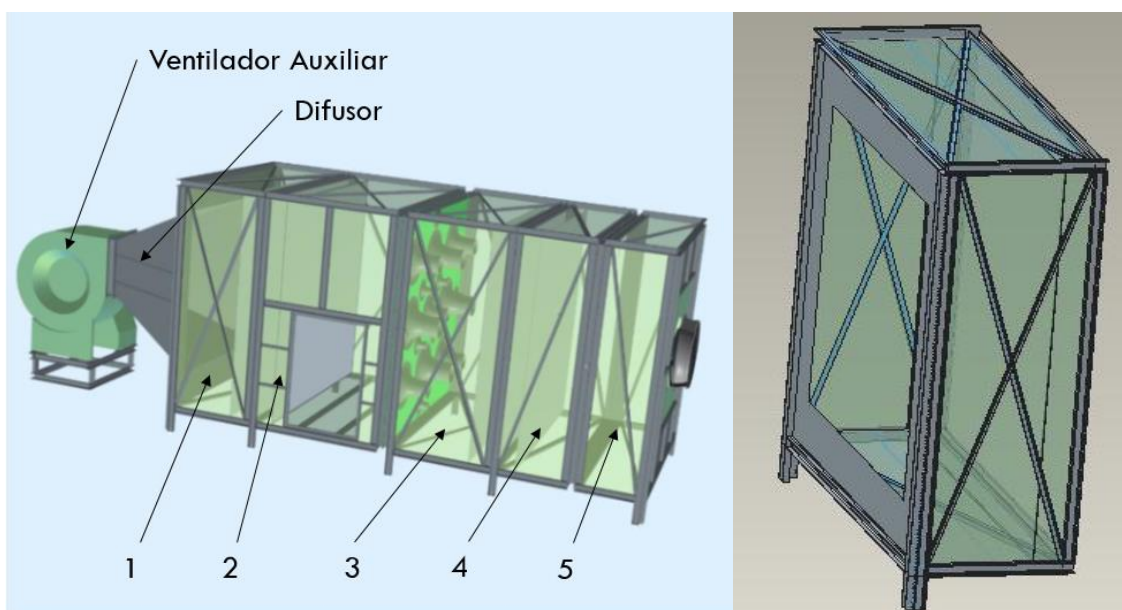


Figura 56 – Estrutura completa à esquerda e estrutura modular 1 à direita.

O módulo 2 (Figura 57) terá uma porta que permitirá o acesso ao interior do túnel para selecionar o conjunto de tubeiras que serão utilizadas no ensaio. Por esse mesmo motivo a base desse módulo será reforçada com duas vigas IPE 80 de forma a conferir a resistência necessária para suportar uma pessoa. O peso deste módulo deverá ser 785 kg incluindo a porta.

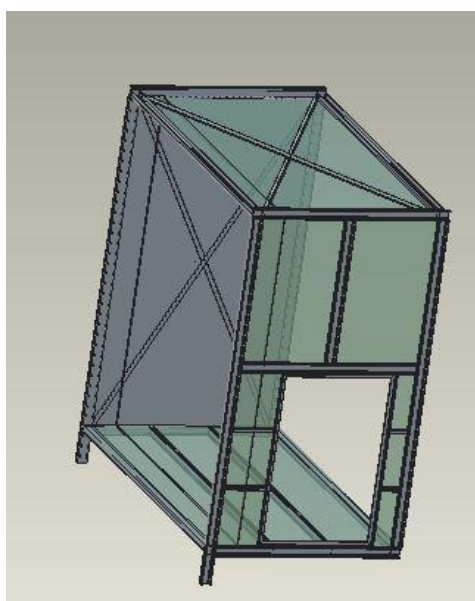


Figura 57 – Estrutura modular 2.

O módulo 3 e 4 estão separados pelas tomadas de pressão bem como a placa com tubeiras. Estas estruturas modulares estão representadas na Figura 58, tendo um peso próprio de 655 e 530 kg respetivamente.

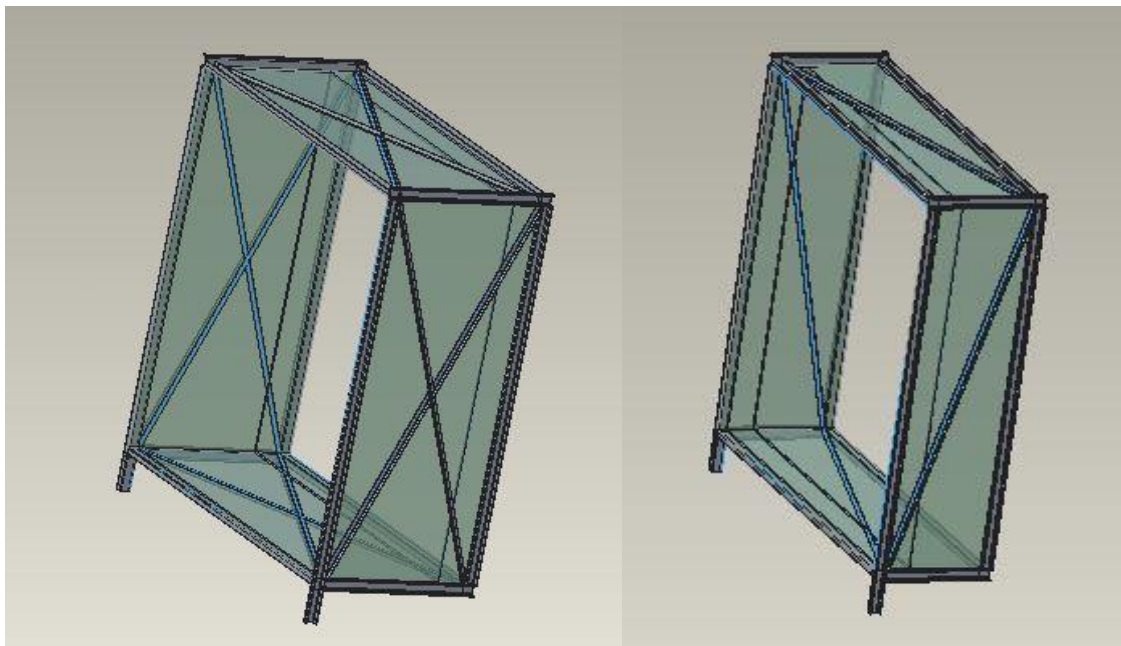


Figura 58 – Estruturas modulares 3 (esquerda) e 4 (direita).

Por fim, a estrutura modular 5 (Figura 59) será responsável pelo acoplamento com o ventilador a testar. Para esse efeito foi decidido que o ventilador a testar deverá ser acoplado a uma chapa metálica ou de madeira que será fixada por grampos ao corpo da estrutura 5. Para que a estrutura fosse capaz de suportar o ventilador e permitir a fixação dos grampos foi utilizado um conjunto de tubos de seção quadrada 50x5 para facilitar o processo de fixação do ventilador. O peso deste módulo deverá rondar os 705 kg.



Figura 59 – Estrutura modular 5.

Os módulos de tomadas de pressão estão localizados entre a estrutura modular 4 e 5, bem como duas estruturas de medição entre as estruturas 2 e 3. Apesar de os métodos de medição serem diferentes, as estruturas são similares e estão representadas na Figura 60. Estas estruturas deverão ter um peso de 75 kg cada, sendo constituídas por duas matrizes.

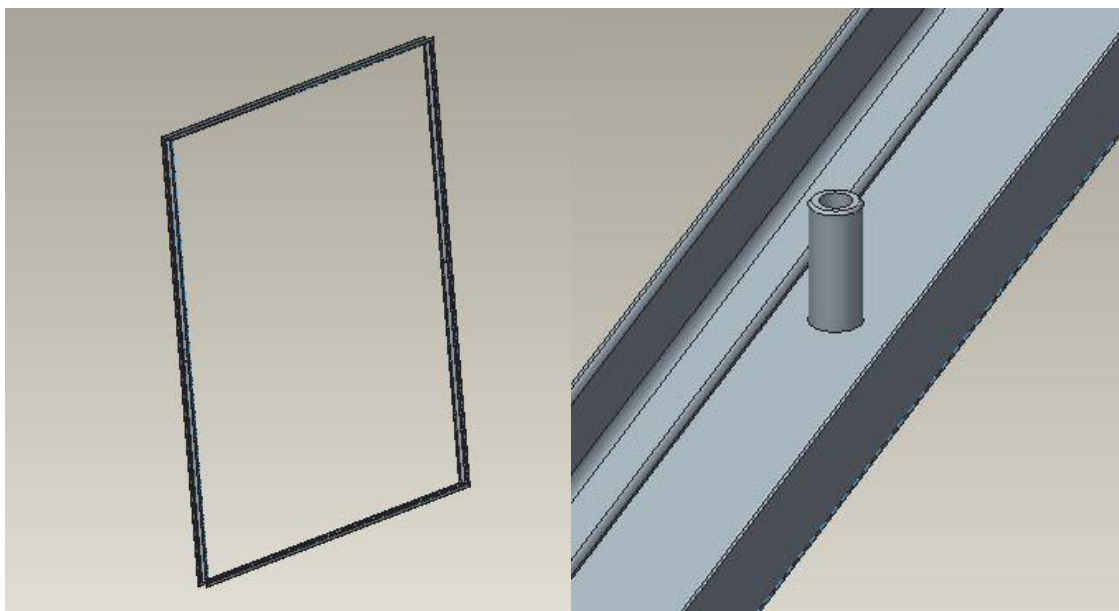


Figura 60 – Estrutura com tomadas de pressão.

As tubeiras deverão ser soldadas à chapa de suporte para evitar espessuras elevadas que uma ligação com parafusos exigiria. Na Figura 61 está representado o modelo em três dimensões da placa com tubeiras. O peso esperado é de 200 kg para este conjunto.

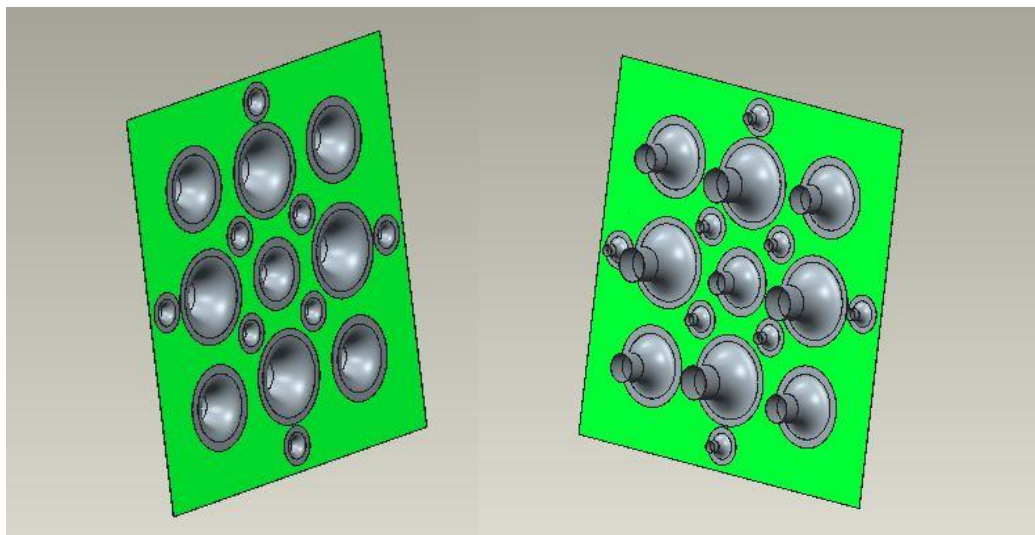


Figura 61 – Chapa com as tubeiras.

De forma a fazer a ligação entre o ventilador centrífugo e a câmara foi projetado um difusor. Esse difusor será acoplado ao módulo 1 e ao *damper* do ventilador centrífugo. O peso esperado do difusor é de 160 kg e está representado em três dimensões na Figura 62.

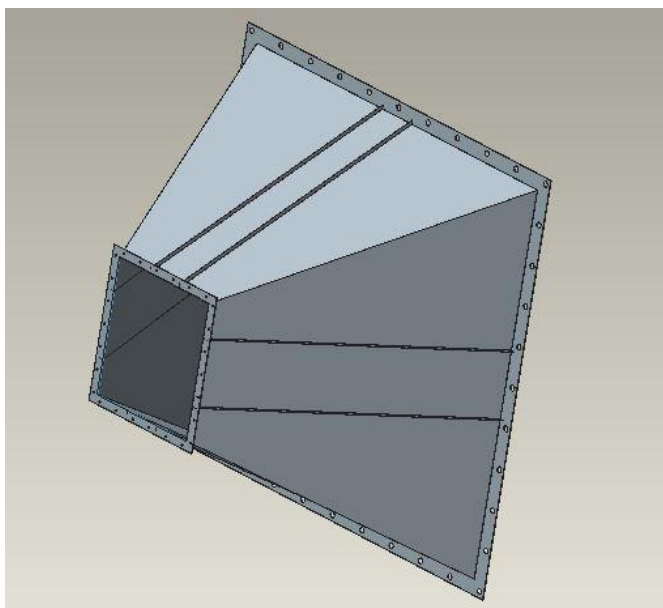


Figura 62 – Difusor de ligação do ventilador auxiliar ao túnel de ensaios.

A ligação entre módulos deverá ser realizada por parafusos de cabeça hexagonal M16. A ligação entre os módulos de pressão e a placa com tubeiras exige o uso de parafusos mais pequenos (M10) devido ao menor esforço envolvido e espaço mais reduzido.

Tendo em conta que a câmara deverá suportar uma pessoa, assumindo 150 kg, o peso total será 4900 kg tendo em conta a Tabela 10.

Tabela 10 – Peso dos componentes.

Estrutura	Peso [kg]
Módulo 1	741
Módulo 2	785
Módulo 3	655
Módulo 4	530
Módulo 5	705
Caudalímetro	200
Placas Perfuradas	540
Módulos de Pressão	225
Difusor	160
Ventilador a testar	200
Pessoa	150
Peso Total	4891

Para que a câmara esteja bem apoiada serão usados calços anti-vibratórios. Os calços são seleccionados tendo em conta o peso que cada um deles deverá suportar. Como margem de segurança foi considerado 30% do peso total, sendo agora o peso total 6370 kg. Como a câmara deverá ter dez pés, cada um deles deverá suportar 637 kg. Assim sendo, foram seleccionados dois tipos de calços fornecidos pela empresa *AMC mecanocaucho*. O primeiro tipo de calço é

designado SV bajo, Figura 63 à esquerda sendo que este permite uma carga máxima de 900 kg e 450 kg de carga mínima. A alternativa trata-se de um calço em poliuretano, designado PM, que permite uma carga máxima de 950 kg e uma carga mínima de 200 kg, presente na Figura 63 à direita.



Figura 63 – Calços anti-vibrações SV bajo à esquerda e PM à direita (Mecanocaucho 2016).

Como o ventilador centrífugo auxiliar, fornecido pela EFAFLU, é uma grande fonte de vibrações, o uso dos calços anti-vibrações é recomendado pelo fabricante. O ventilador auxiliar deverá estar acoplado a uma estrutura auxiliar e os apoios deverão estar entre o ventilador auxiliar e a estrutura auxiliar. A EFAFLU recomenda o uso de 6 calços com uma rosca M12. Tendo em conta o catálogo da AMC, fornecedor da EFAFLU de calços, e o peso do ventilador auxiliar (600 kg) foi selecionado o calço BRB 80 M12 60 SH, tendo este a capacidade máxima de 175 kg. Os calços BRB são indicados para ser usados em ventiladores e estão representados na Figura 64.

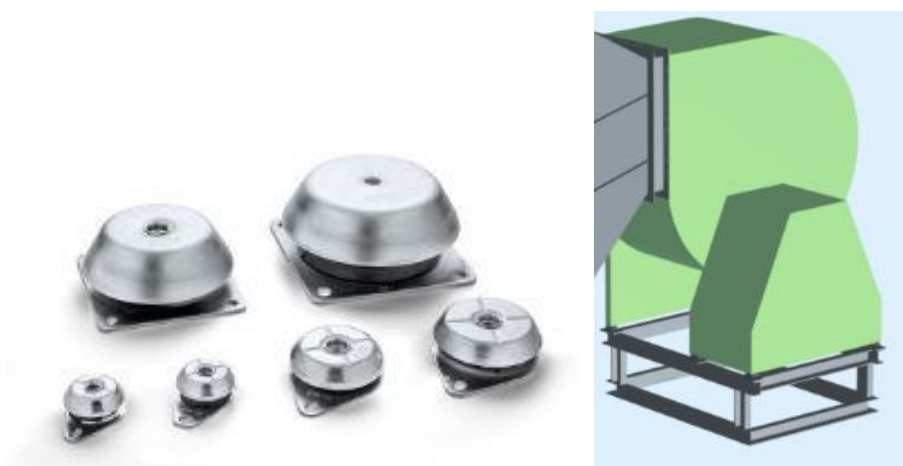


Figura 64 – Calços BRB (Mecanocaucho 2016) à esquerda e a estrutura de suporte à direita.

O ventilador irá ser acoplado à câmara através de grampos fixadores. Para isso o ventilador deverá ser montado numa chapa metálica ou de madeira, que por sua vez, será fixo à parede da câmara por um conjunto de grampos. Esta solução é simples e rápida.

O aspeto final do túnel de ensaios acoplado com um ventilador NTF 1000 está representado na Figura 65, sendo que a representação do ventilador auxiliar é meramente ilustrativa, pois, o desenho em três dimensões não está disponível. O desenho de atravacamento da câmara está disponível no Anexo A. Os desenhos de fabrico (2D) das peças são apresentados no Anexo E.

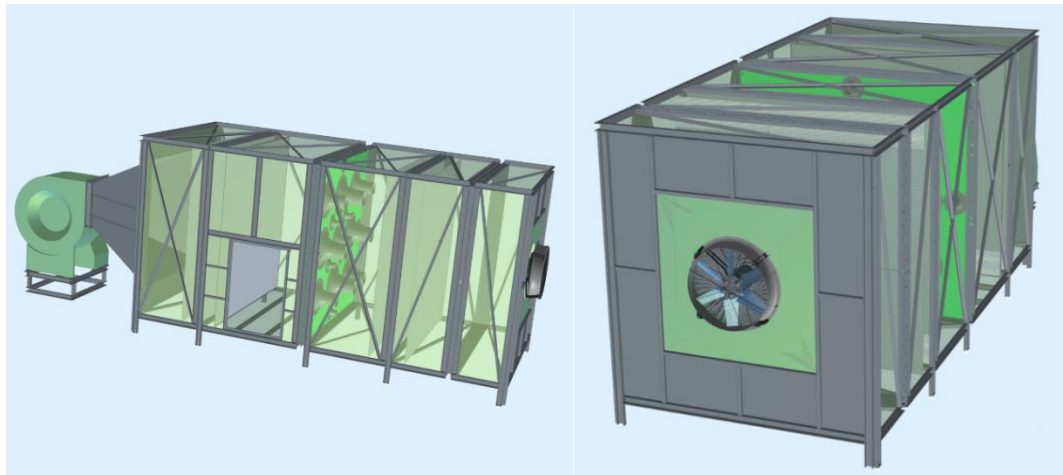


Figura 65 – Representação global do túnel de ensaios de ventiladores.

4.1 Algumas verificações da resistência e rigidez estrutural

Foram realizadas algumas verificações da resistência mecânica da solução estrutural proposta. Assim procurou-se estudar situações críticas de solicitação a que o túnel pode ser sujeito e verificar alguns elementos estruturais mais importantes. Uma destas situações é o módulo 2, pois trata-se de uma zona de acesso ao caudalímetro e por esse mesmo motivo terá que suportar o peso de pelo menos uma pessoa. Primeiramente foi realizado um teste a uma viga IPE 80 de 3400mm (largura do túnel). Considerando que um peso correspondendo a uma massa de 200 kg, será apoiado numa área de $80 \times 300 \text{ mm}^2$ no centro da viga, e considerando que as extremidades da viga estão encastradas (Figura 66), foram obtidos os resultados obtidos da flecha e da tensão de von Mises através do *software Creo*, sendo ilustrados na Figura 67. Para que os resultados sejam satisfatórios a tensão von Mises deverá ser inferior à tensão de limite elástica e a flecha deverá respeitar uma regra empírica bastante usada em construção metálica soldada, que indica a flecha multiplicada por 400 deverá ser inferior ao comprimento da viga (Camara 1988). Tendo em conta estas restrições e considerando que o aço usado terá uma tensão limite elástica de 240 MPa, a viga IPE 80 consegue obter bons resultados, já que a tensão máxima é cerca de 55 MPa e a flecha é 2,4 mm, bastante inferior ao valor limite 8,5 mm.

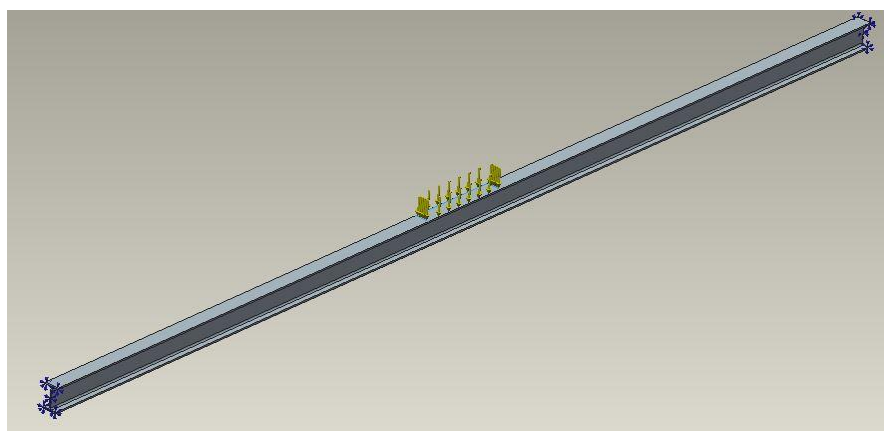


Figura 66 – Aplicação das forças numa viga IPE, no *software Creo*.

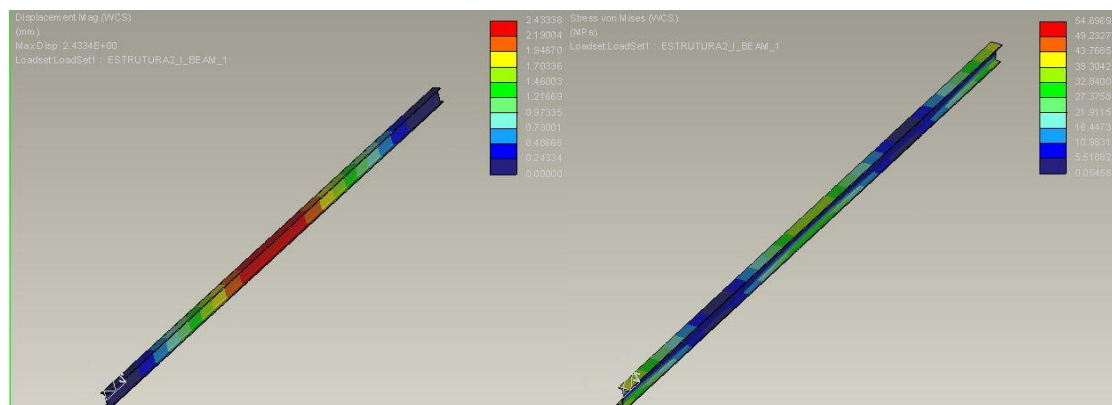


Figura 67 – Flecha, esquerda, em mm e tensão von Mises, direita, em MPa resultante da simulação por elementos finitos sólidos da viga IPE 80.

Assim sendo, pode-se concluir que as vigas do pavimento usadas no módulo 2, estão sobre dimensionadas e cada uma delas poderá suportar mais do que duas pessoas.

De referir que o *Creo* cria uma malha automática muito refinada que acarreta elevado tempo de processamento e requer *hardware* capaz. Esta análise demorou cerca de 10 minutos a processar e exigiu cerca de 20000 nós, pois trata-se de uma análise sólida da viga. Devido ao computador usado nestas simulações ser limitado e para reduzir tempo de processamento as simulações mais complexas foram realizadas no *Abaqus Student Edition*. Este *software* é apenas indicado para pequenas simulações, pois limita o número de nós por análise. Para todas estas análises foi considerado um material elástico com um coeficiente de Poisson de 0,3 e um módulo de Young de 210 GPa.

Para além da análise das vigas IPE 80, também foram analisadas as chapas do pavimento que suportam o peso do operador como as vigas IPE 80. Essa chapa tem dimensões 3600x2040mm, sendo que a zona maior entre apoios tem 590 mm. A espessura da chapa será definida neste estudo de simulação, sendo a espessura mais baixa considerada nas análises de 1 mm. Decidiu-se isolar a zona crítica da chapa e sujeitá-la a esforços elevados. Nesse sentido simulou-se um esforço correspondente a uma pessoa de 200 kg, distribuído numa área central de 250x300 mm², de forma a simular a planta dos pés de uma pessoa. Os limites da chapa foram encastrados. Nesta análise foi usado o *Abaqus* que permite fazer análises de elementos finitos com diferentes tipos de elementos, de casca que são mais económicos para este tipo de estrutura, ou sólidos. Para esta simulação foram realizadas duas abordagens: uma simulação com elementos sólidos ou volúnicos e uma simulação considerando que a chapa se trata de uma casca. Essas duas análises estão expressas nas Figura 69 e Figura 70, respetivamente. Estas simulações foram realizadas com malhas com quase 1000 nós, o máximo permitido pela versão académica do *Abaqus*, e por esse mesmo motivo a malha da simulação com elementos de casca é mais refinada.

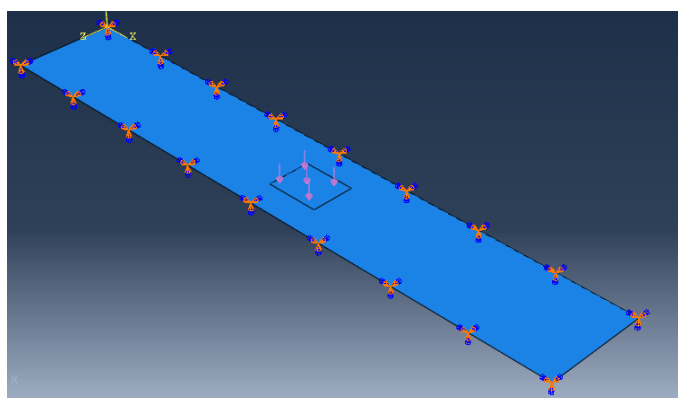


Figura 68 – Aplicação de esforços na chapa do módulo 2.

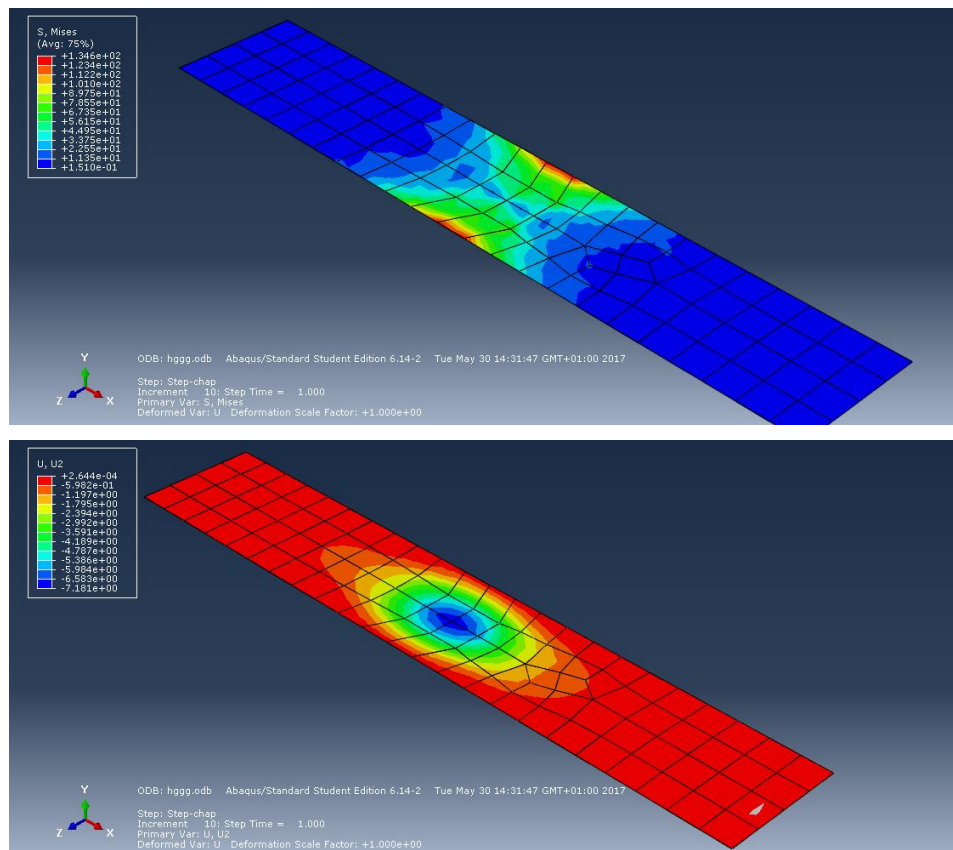


Figura 69 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 1 mm com elementos sólidos.

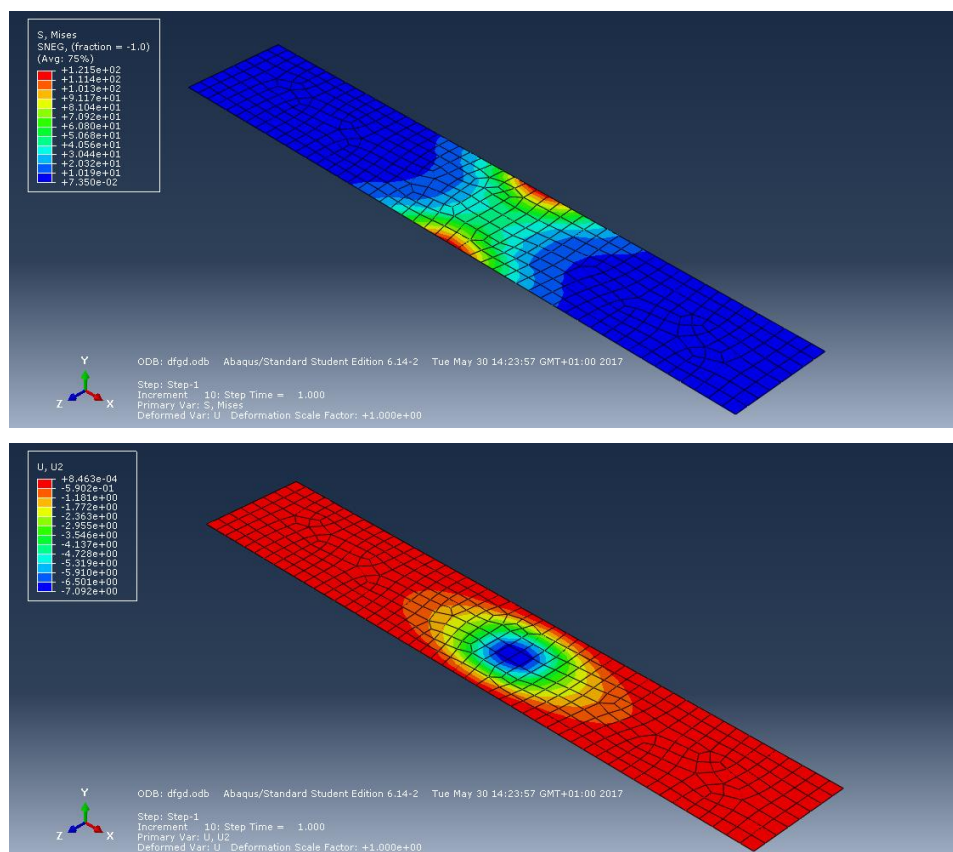


Figura 70 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 1 mm com elementos de casca.

Como é possível aferir, as duas análises têm valores semelhantes apesar de estas terem malhas diferentes, o que permite validar as análises. Sendo assim futuramente serão usados elementos de casca, pois tornam a simulação mais simples. Analisando os resultados, a tensão máxima tem valores reduzidos, cerca de 135 MPa. Para a análise da flecha decidiu-se usar uma dimensão média como comprimento de referência para o cálculo do limite da flecha:

$$l = \frac{3400 + 590}{2} = 1995 \text{ mm} \Rightarrow flecha_{max} = \frac{1995}{400} \approx 5 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Como a flecha no ponto central é excessiva para a chapa de 1 mm de espessura decidiu-se aumentar a espessura da chapa até obter uma flecha menor que 5 mm. A espessura da chapa necessária será 3 mm para que a flecha máxima seja respeitada, como é possível ver na Figura 71. As tensões resultantes são mais reduzidas devido ao aumento da espessura da chapa.

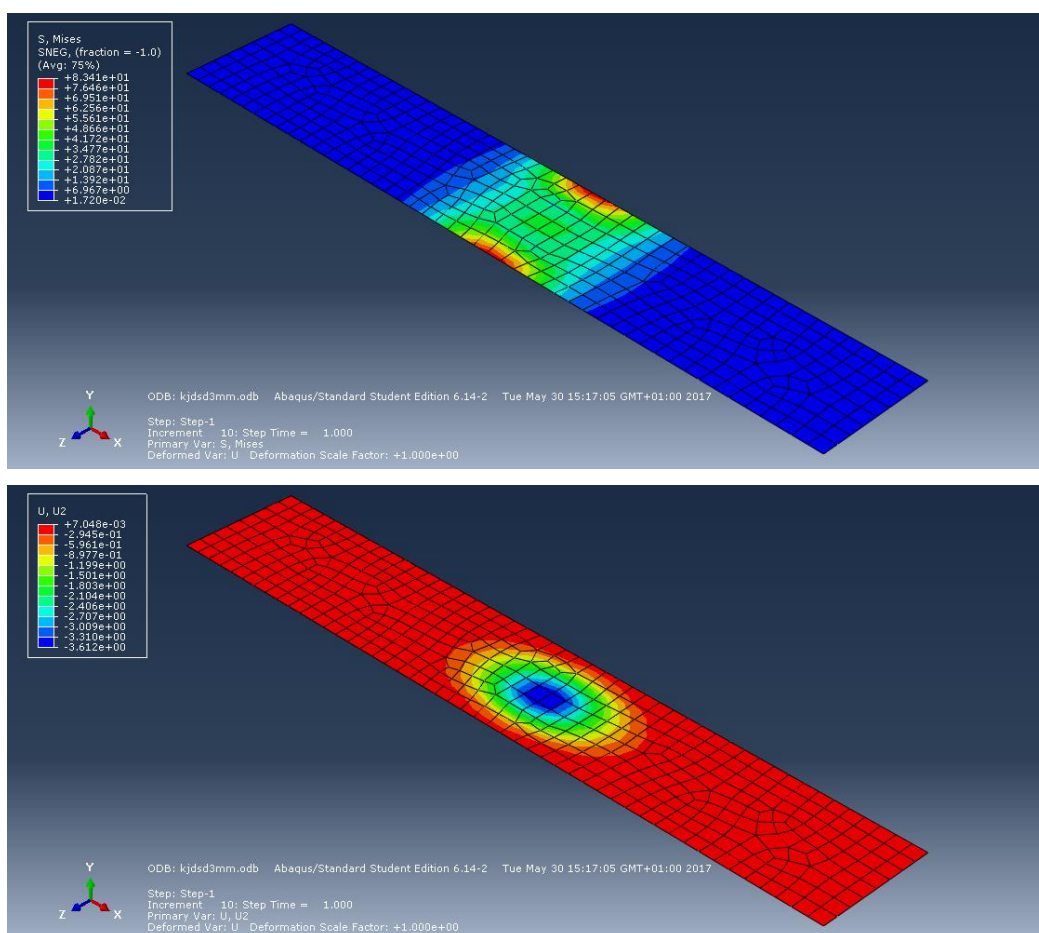


Figura 71 – Distribuição da tensão de von Mises, superior, em MPa e flecha, inferior, em mm resultantes da simulação para uma chapa de 3 mm com elementos de casca.

A estrutura completa do túnel foi analisada de forma simplista. Uma estrutura semelhante com apenas as vigas estruturais foi analisada usando o *Abaqus* com elementos finitos de viga. As ações a que a estrutura foi sujeita foram os pesos das placas perfuradas (cada uma com 90 kg), bem como o peso da placa com tubeiras (200 kg) e o peso de um ventilador que será ensaiado (200 kg). Todos os pesos são excessivos de forma a considerar uma utilização extrema. O peso próprio também foi considerado nesta análise. A simulação foi realizada com os pés encastrados ao chão. As tensões de von Mises e as flechas resultantes estão representados na Figura 72. A tensão de von Mises máxima a que a estrutura está sujeita é 118 MPa, sendo que esta tensão máxima ocorre na viga superior onde a placa com tubeiras deverá ser fixa. A flecha máxima também ocorre nesse local tendo um valor de 14 mm. Apesar desta flecha ser excessiva, a simulação foi realizada sem ter em conta a construção modular, sendo que na

realidade a zona de tensões e flechas máximas terá duas vigas e não apenas uma como considerado no modelo.

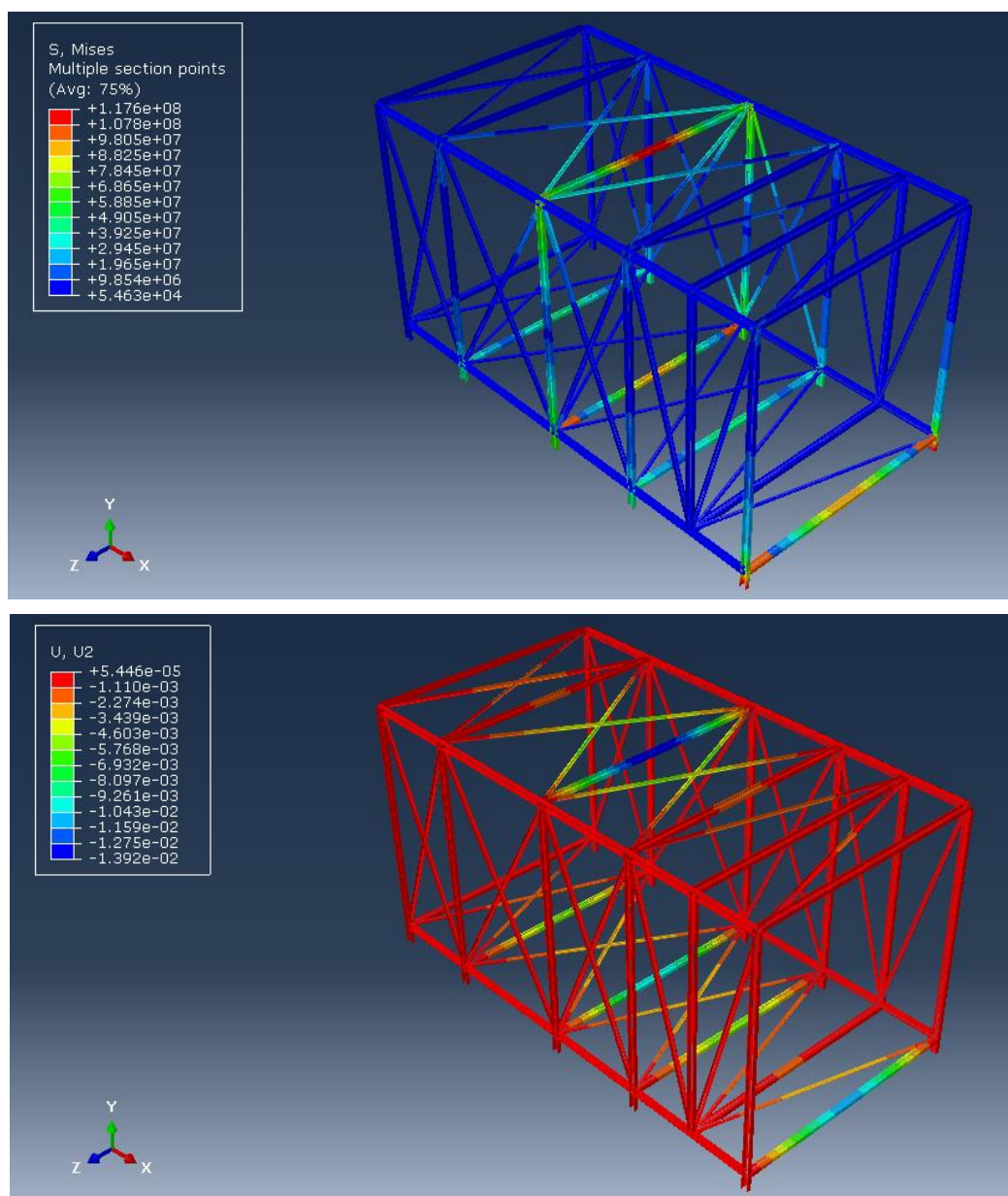


Figura 72 – Campos de tensões de von Mises, superior, em Pa e flecha, inferior, em m resultante da simulação para a estrutura simplificada.

Uma estrutura que também terá de ser analisada será a chapa com reforços que terá que suportar o ventilador a testar (ver Figura 65). Essa estrutura é composta por vigas de secção tubular quadrada de 50x5 mm. Foi simulado um esforço de 2000 N, aplicado no plano da estrutura, recorrendo ao código de elementos finitos *Abaqus* e usando elementos de viga. A estrutura foi encastrada nas extremidades dos perfis. Os resultados da simulação estão presentes na Figura 73, e podem confirmar que esta estrutura consegue lidar com as cargas a que será sujeita.

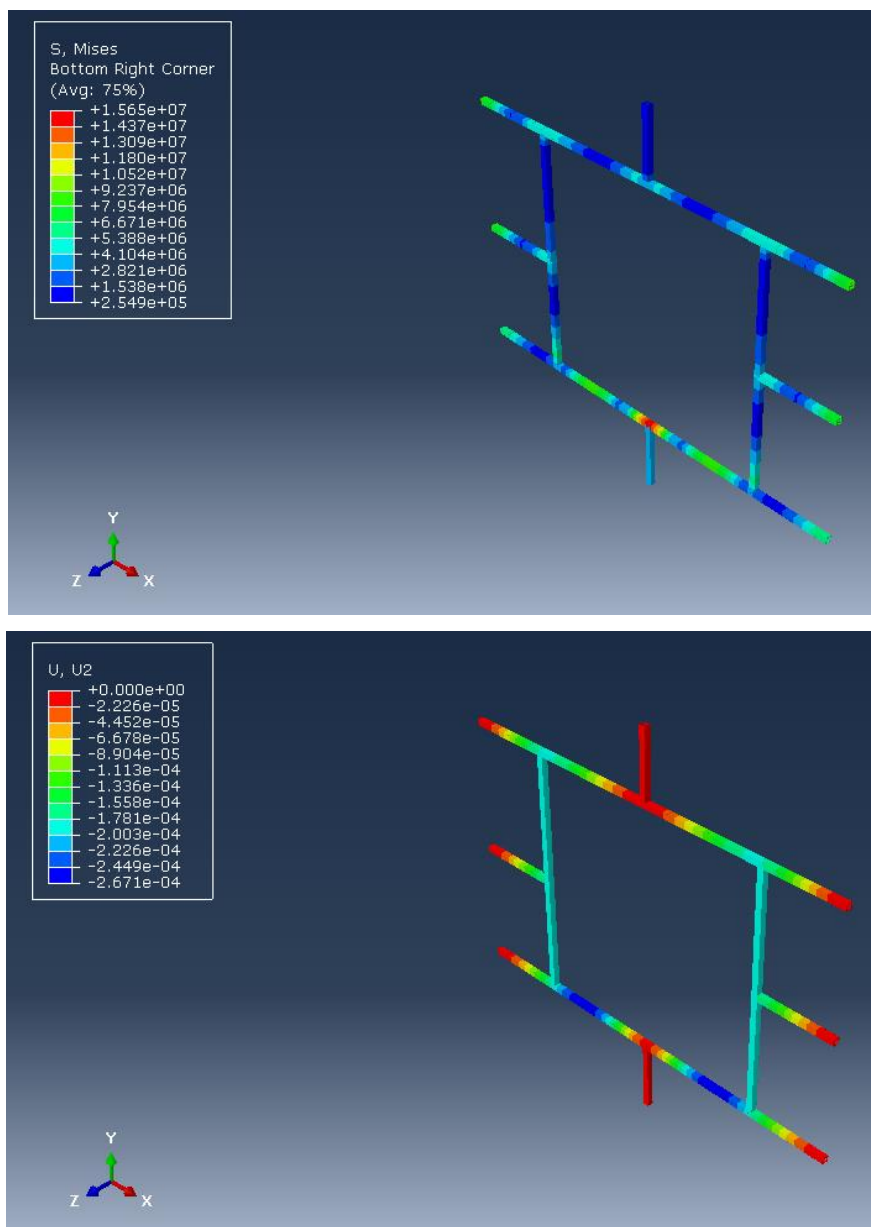


Figura 73 – Tensão von Mises, superior, em Pa e flecha, inferior, em m resultante da simulação para a estrutura suporte de suporte do ventilador a testar.

A última análise realizada foi à estrutura que suportará o ventilador auxiliar, sendo que esta simulação foi realizada novamente no *Creo*, usando elementos volúmicos. Como o peso do ventilador auxiliar é 600 kg, decidiu-se sujeitar a estrutura a 700 kg para efeitos de segurança. Os esforços foram distribuídos por seis apoios. Os resultados dessa mesma simulação estão presentes na Figura 74.

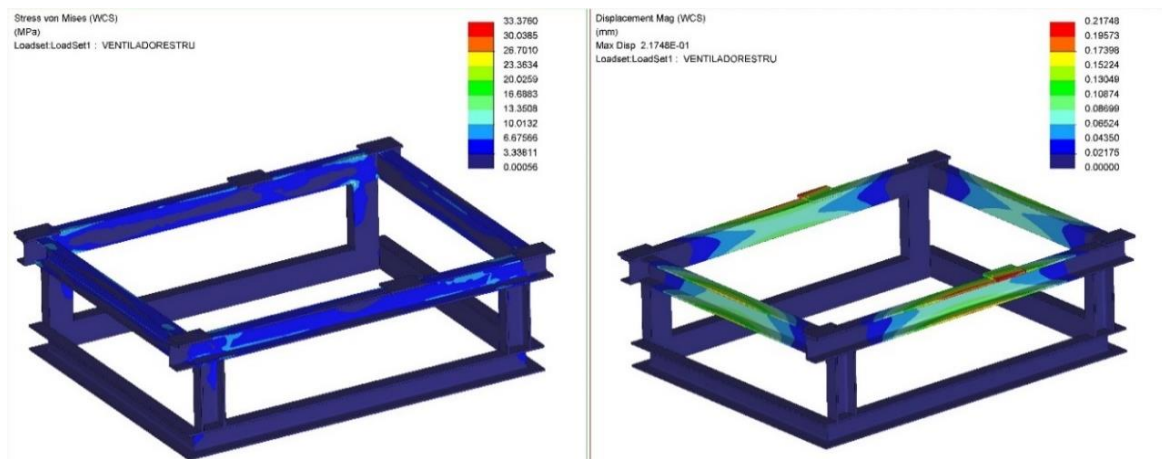


Figura 74 – Tensão von Mises, esquerda, em MPa e flecha, direita, em mm, resultante da simulação da estrutura de suporte do ventilador auxiliar.

A estrutura consegue suportar o ventilador auxiliar facilmente, pois, a tensão máxima resultante é cerca de 16 MPa e a flecha é 0,2 mm, valores bastante reduzidos.

4.2 Instrumentação selecionada

Para reduzir o número de instrumentos de medição seria vantajoso acoplar os dois ensaios de performance dos ventiladores e de ruído num mesmo laboratório, aproveitando assim os instrumentos de medição comuns entre eles, como é o caso do barómetro.

A condução de ensaios requer um conjunto de instrumentação para realizar medições das grandezas como sejam a pressão atmosférica, temperatura seca e húmida. Em vez de ser necessário ter três aparelhos de medida poderá ser usado um aparelho capaz de fazer estas três medições. Normalmente este tipo de aparelhos não realizam a medição da temperatura húmida, em contrapartida são capazes de detetar a humidade relativa. Estes aparelhos têm uma boa exatidão e um custo que pode variar entre 150 a 2500 €. Na Tabela 11 é possível conferir a lista de instrumentação selecionada. A incerteza destes aparelhos na medição da pressão atmosférica é o requisito mais restritivo. Normalmente, se este requisito é respeitado o aparelho será elegível. Estes aparelhos têm uma resolução 0,1 em todas as medições. Para cada ensaio de performance e ruído é necessário registar os dados e apresenta-los no relatório de resultados. O uso de dois termómetros e um barómetro também é um método recomendado para a medição das condições de ensaio. Esses 2 termómetros podem ser associados num aparelho. A vantagem do uso de um termómetro e um barómetro é a possibilidade de mais combinações de aparelhos.

Em suma, e recorrendo à Tabela 11 o dispositivo PCE-THB 38 reúne as melhores características e o preço mais reduzido, se se pretende realizar todas as medições no mesmo aparelho, sendo que a medição da pressão atmosférica terá uma incerteza demasiado elevada. Um investimento mais avultado no equipamento de medição da pressão atmosférica deve ser realizado se se pretende cumprir a norma intrinsecamente, isto é, a incerteza deste aparelho tem de ser menor que 0,2%. Assim sendo, para se cumprir a norma recomenda-se o uso do dispositivo PCE-TH 5 para medição da temperatura e humidade relativa e um transdutor de pressão absoluta para a medição da pressão atmosférica.

Tabela 11 – Aparelhos de medição de temperatura, humidade e pressão

		Testo 622	PCE-THB 38	PCE-TH 5	Testo 605-H1
Preço [€]		240 ↓	105 ↑	40 ↑	124 ↓
Temperatura [C°]	Faixa de Medição	-10 a 60 ↑	0 a 50 ↓	-20 a 50	-20 a 50
	Precisão	±0,4 ↑	±0,8 ↓	±0,6 ↓	±0,5 ↑
	Resolução	0,1	0,1	0,1	0,1
Humidade [HR%]	Faixa de Medição	0 a 100 ↑	10 a 95 ↓	0 a 99,9 ↑	0 a 95
	Precisão	±2 ↑	±3 ↓	±3	±3
	Resolução	0,1	0,1	0,1	0,1
Pressão [hPa]	Faixa de Medição	300 a 1200	10 a 1100	-	-
	Precisão	±3 ↓	±1,5 ↑	-	-
	Resolução	0,1	0,1	-	-

A medição da pressão diferencial à entrada do ventilador é fundamental para ser obtida a curva do ventilador. Como a pressão varia menos de 1 kPa em função do caudal será necessário um aparelho de grande precisão para variações pequenas de pressão. Os transdutores de pressão são os únicos aparelhos que conseguem ter uma precisão menor que $\pm 1\%$, sendo que estes aparelhos conseguem uma precisão de $\pm 0,1\%$. Será necessário o uso de um amplificador de sinal para que os sinais possam ser tratados e analisados. A incerteza destes aparelhos é inversamente proporcional ao preço, isto é, quando menor a incerteza maior o preço. A pressão antes do ventilador será medida com o recurso a quatro tubos de Pitot. Estes tubos de Pitot têm de ter um corpo com mais de 340 mm de comprimento. Para o túnel de ensaios serão necessários três manómetros ou transdutores de pressão relativa.

As tomadas de pressão antes e após a chapa com tubeiras requerem uns conetores. Um dos conetores que se destaca são os fornecidos pela FESTO. Como normalmente os equipamentos pneumáticos são fornecidos com unidades imperiais, foi seleccionada uma tomada de pressão de 3/8 polegadas. Assim sendo, foram seleccionados 2 tipos de conetores, do tipo QS, representados na Figura 75 (FESTO 2017).



Figura 75 – Conetores QS FESTO (FESTO 2017).

A medição da temperatura interna poderá ser realizada com um termopar acoplado ao tubo de Pitot, já que esta solução é simples e está disponível no mercado.

O ruído provocado pelo ventilador terá de ser medido em 10 posições pelo menos, sendo que numa solução simplista poder-se-ia medir usando um microfone em 10 posições ou a solução ideal seria usar 10 microfones posicionados de forma a captar e transmitir informação que seria tratada e analisada. Os microfones de campo livre são os que melhor cumprem as características do ensaio de ruído de ventiladores, pois, a localização da fonte sonora é conhecida e os microfones não serão acoplados numa superfície. A faixa de medição deverá ser de 40 dB até 90 dB.

4.3 Orçamentação

Uma previsão do custo total do desenvolvimento do túnel de ventilação é fundamental para a validação do projeto. Para isso, foram consultados vários fornecedores da EFAFLU para que fosse possível realizar uma análise de custo, permitindo assim obter a tabela de custos presente no Anexo D. Uma tabela resumo (Tabela 12) foi desenvolvida para facilitar a leitura. Esta análise não teve em conta desperdícios, bem como transportes. Uma análise ao trabalho necessário pelo operador para a produção de cada módulo também foi realizada para cada processo de fabrico. De referir que esta tabela de custo não tem em conta o ventilador auxiliar misto, que irá requerer uma nova estrutura de suporte, bem como um retificador de caudal. Na Figura 76 está ilustrado num gráfico circular com a distribuição de custo entre as quatro fases de desenvolvimento: projeto, matéria prima, montagem e mão de obra. A matéria prima representa a maior fatia de custos (76%), pois o túnel de ventilação exige um conjunto de transdutores e equipamentos de preço elevado. O custo do fabrico e montagem foi calculado tendo em conta todo este processo se realize na EFAFLU. O custo total previsto ronda os 15900€.

Tabela 12 – Resumo de custos.

	Componentes	Custo €	Custo Total €
<i>Projeto</i>	-	1950	1950
<i>Matéria Prima</i>	Vigas	2345,98	12035
	Parafusos	105,60	
	Porcas	28,83	
	Anilhas	45,76	
	Chapas	1153,63	
	Chapas Perfuradas	1400,00	
	Suportes	112,00	
	Tubos de Pitot com termopar	678,24	
	Transdutores	860,00	
	Calços	436,00	
	Tubeiras	700,00	
	Ventilador com <i>Damper</i>	4169	
<i>Mão de Obra</i>	Construção	1612,00	1612
<i>Montagem</i>	Preparação primeiro ensaio	82,00	290
	Montagem	208	
<u>Preço Total Final</u>			15597

Os microfones necessários para o ensaio de ruído não entraram na tabela de custos. Os microfones que serão usados nos ensaios de ruído têm acoplados um pré-amplificador o que torna estes equipamentos dispendiosos. Um microfone com pré-amplificador para campo livre e com uma escala dinâmica de 30 dB(A) até 100 dB(A) da marca Brüel & Kjær têm um custo de 750€.

Alguns equipamentos não entram na tabela de custos, pois, a EFAFLU já os possui, tais como a luz estroboscópica e dinamómetros. O quadro elétrico como ainda não foi projetado também não faz parte da tabela de custos.

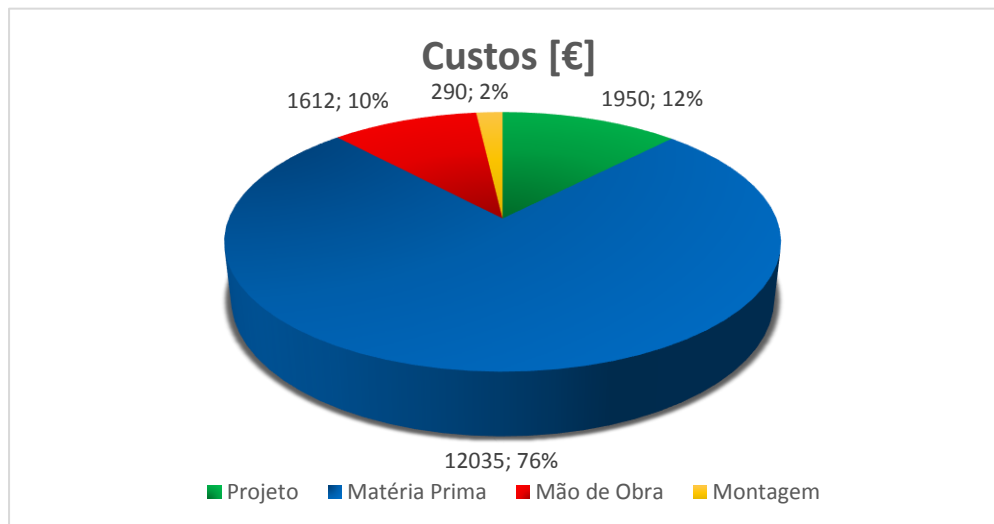


Figura 76 – Distribuição de custos em Euros.

5 Considerações Finais

O mercado de ventiladores é bastante competitivo, em particular os ventiladores dedicados a refrigeração de transformadores, que têm como função manter a temperatura do transformador a nível aceitáveis. Sendo a EFAFLU uma empresa que prima pela qualidade dos produtos, o desenvolvimento de um túnel que seja capaz de analisar a performance e o ruído dos ventiladores de refrigeração de transformadores segundo as normas europeias será uma mais-valia, que poderá levar ao aumento do volume de negócios bem como do prestígio da empresa.

A presente dissertação fez uso das normas europeias para desenvolver o equipamento necessário para um laboratório de ventilação capaz de testar todos os ventiladores de refrigeração de transformadores fabricados na EFAFLU.

5.1 Conclusões

Para que o laboratório de ventilação fosse desenvolvido as normas europeias referentes foram exploradas e resumidas, permitindo perceber que o túnel de ventilação à entrada era o tipo de túnel mais vantajoso para ventiladores do tipo A (entrada e saída livre), pois, permitiria uma área de secção menor. Uma área menor acarreta um menor comprimento. O caudalímetro selecionado consiste nas múltiplas tubeiras, pois, permite um menor comprimento e uma versatilidade que outros caudalímetros não teriam. O caudalímetro terá seis gamas de trabalho para cobrir todos os ventiladores que se pretende testar e até conseguir cobrir outros ventiladores que podem vir a ser desenvolvidos na EFAFLU.

O túnel de ventilação requer um ventilador auxiliar que ajudará o ventilador a testar a vencer as perdas de pressão ao longo do túnel. Essas perdas foram quantificadas em função do caudal e assim foi possível selecionar o ventilador auxiliar. Conclui-se que apenas um ventilador auxiliar não conseguia cobrir toda a gama de testes. Para isso foram selecionados dois ventiladores: um ventilador centrífugo para testar ventiladores com caudal maior que 14400 m³/h e um ventilador misto para ventiladores inferiores a 14400 m³/h.

As normas referentes ao ruído também foram revistas e analisadas, permitindo chegar à conclusão que o ensaio de ruído requer uma superfície plana e pouco rugosa em que o ventilador deverá estar acoplado. Uma superfície de medição deve circundar o ventilador. Para grandes ventiladores, a superfície plana e a superfície de medição tornam-se de grandes dimensões, o que refuta a ideia inicial de fazer os dois ensaios no mesmo local, isto é, o ventilador estaria acoplado ao túnel e na saída do mesmo realizava-se o ensaio de ruído. Esta proposta acarretaria uma superfície bastante maior à que o túnel oferece. Outra desvantagem é que para o ventilador a testar conseguir atingir o caudal livre o ventilador auxiliar deveria estar em funcionamento, o que levaria a um elevado ruído de fundo. O ensaio de ruído pode ser realizado em fábrica desde que respeite as restrições referidas no terceiro Capítulo.

O túnel será constituído por vigas em U e cantoneiras, com chapas interiores, para que a zona de testes (interior do túnel) esteja isenta de obstáculos e rugosidades. Para que a montagem e manutenção fosse mais simples decidiu-se dividir o túnel em módulos. Os módulos devem estar acoplados por parafusos e vedados por silicone para garantir a estanquicidade do túnel. O ventilador a testar deve estar acoplado a uma chapa que será fixa ao túnel por grampos.

Várias simulações foram realizadas no intuito de avaliar a resistência do túnel em zonas críticas. Estas simulações foram realizadas no *Abaqus* e *Creo* e comprovam que o túnel suportará as tensões provocadas pelos componentes.

A análise de custo é fundamental para conseguir uma aprovação e investimento financeiro por parte da empresa neste projeto. A análise de custo do projeto do túnel de ventilação foi realizada e conclui-se que a construção e desenvolvimento terá um custo de 15600€, sendo que

76% deste custo provém da matéria prima, 10% da mão de obra, 2% para montagem e os restantes 12% para o projeto e supervisão.

Em suma, o objetivo principal desta dissertação foi conseguido, isto é, projetar o equipamento necessário para o laboratório de ventilação para os ensaios de ruído e performance de ventiladores para refrigeração de transformadores fabricados na EFAFLU.

5.2 Perspetivas de trabalhos futuros

As perspetivas de trabalhos futuros destacam-se as seguintes propostas:

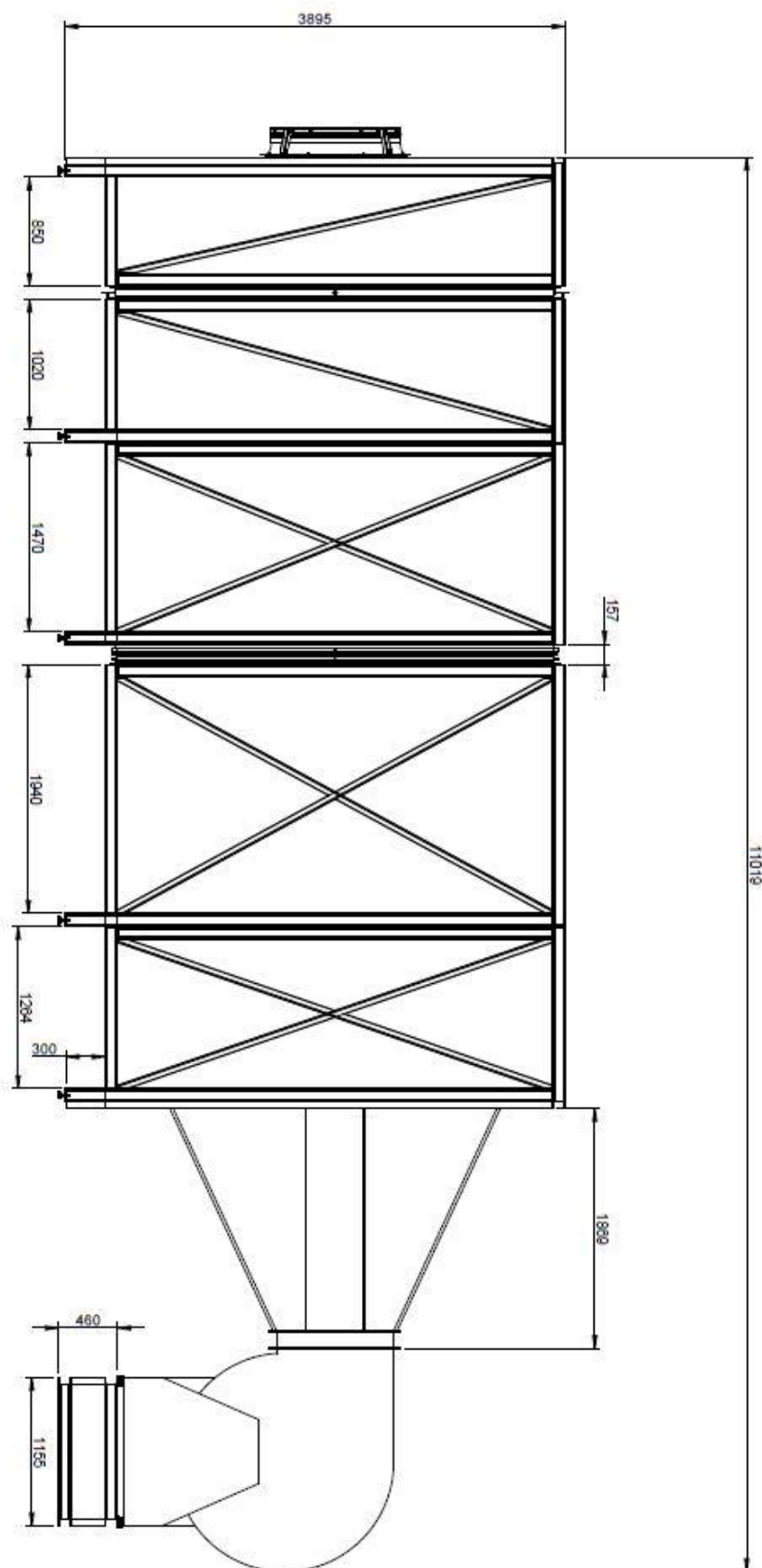
- Desenvolver o quadro elétrico de acionamento do ventilador auxiliar, o ventilador a testar e o *damper*, se este for de acionamento elétrico. O quadro de aquisição de sinal de todos os sensores com os autómatos (PLC);
- Desenvolver um software intuitivo que permita realizar os ensaios de forma simples e rápida. Esse software será capaz de assegurar a segurança dos equipamentos, não permitindo ao ventilador auxiliar e *damper* funcionarem em regiões perigosas de funcionamento, bem como analisar os dados lidos pelos transdutores guiando o utilizador nos ensaios;
- Sugere-se ainda uma análise computacional ao escoamento no interior da câmara, permitindo assim analisar como as placas perfuradas alteram o escoamento ou até calcular as perdas de pressão ao longo da câmara de forma mais rigorosa;
- Realizar uma análise SWOT de forma a aferir o intervalo de tempo necessário para amortizar o investimento;
- Calcular a incerteza final total do caudal e da pressão desenvolvido no ventilador a testar;
- Para este projeto ficar completamente finalizado o adaptador que permitirá acoplar o ventilador misto auxiliar terá que ser projetado. Como este ventilador produz um escoamento com vórtex será necessário um regulador de caudal;
- Realizar um manual de procedimento para realização dos ensaios, de modo a ser facilmente compreendido e criar fichas de registo dos ensaios;
- Análise de segurança e risco para os operadores e estabelecer procedimentos de atuação de acordo as normas/diretivas existentes (ex. Diretiva Máquinas).

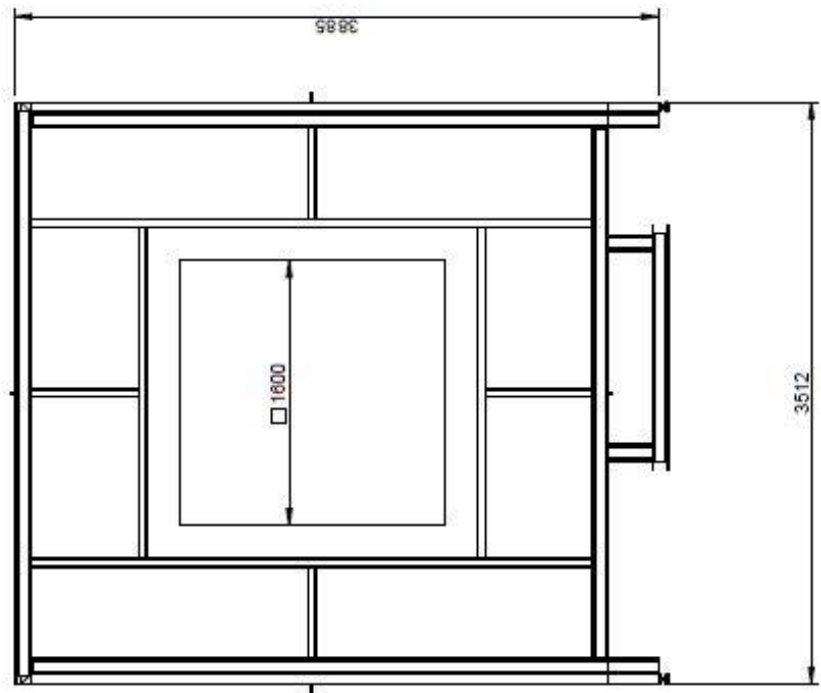
Referências

- AMCA. 1965. 300 Standard Test Code for Sound Rating. Illinois.
- AMCA. 1967. 210-67 Test Code for Air Moving Devices. Illinois.
- Anacleto, Alcinda Maria da Costa. 2007. "Temperatura e sua medição." Departamento de Física Faculdade de Ciências da Universidade do Porto.
- ArcelorMittal. 2016. Channels for the future: UPE. edited by ArcelorMittal.
- Baker Roger, C. 2000. *Flow measurement handbook industrial designs, operating principles, performance, and applications*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Camara, José N. ; Vinagre, João ; Appleton, Júlio S. 1988. Limitação da deformação no REBAP. Porto: ESTB.
- Dwyer, Tim. 2011a. "Module 34: Matching the fan to the ventilation system." CIBSE Journal, accessed 14/02/2017. <http://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2011-11/>.
- Dwyer, Tim. 2011b. "Module 35: Fans for ducted ventilation systems." CIBSE Journal, accessed 14/02/2017. <http://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2011-12/>.
- Eck, Bruno. 1973. "Fans." *1st English ed., Pergamon Press, Oxford*:139-153.
- EFAFLU. 2007. Ventiladores de Impulso. edited by EFAFLU. Póvoa de Varzim.
- EFAFLU. 2009. Índice de Equipamentos do Manual de Ventilação. edited by EFAFLU. Póvoa de Varzim.
- EN. 2011. EN 50216-12 Power transformer rand reactor fittings – Part 12: Fans. Brussels.
- Engineering, EP Ehrler Prüftechnik. 2017a. "Gas & flow metrology: primary standard for critical nozzles, gas meters, differential pressure sensor, etc. in the atmospheric range." accessed 10/4/2017. <http://www.ep-e.com/en/special-solutions>.
- Engineering, Westenberg. 2017b. Volume Flow Test Bench. edited by Westenberg Engineering.
- Engineers, Chartered Institution of Building Services, and Fan Manufacturers Association. 2006. *Fan Application Guide*: CIBSE.
- FESTO. 2017. Push-in fittings and connectors QS. edited by FESTO.
- Formula1News. 2017. "As it happened: Day 2 of second test from Spain." accessed 11/4/2017. <https://www.formula1.com/en/latest/features/2017/3/second-pre-season-test---the-latest-from-day-2-in-spain.html>.
- Guedes, Manuel Vaz. 2002. Laboratório de Máquinas Eléctricas - Estroboscopia. Porto: FEUP.
- ISO. 2003a. ISO 5167-1 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full - Part 1: General principles and requirements. Switzerland.
- ISO. 2003b. ISO 5167-3 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full — Part 3: Nozzles and Venturi nozzles. Switzerland.
- ISO. 2004a. ISO 13347-1 Industrial fans – Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions – Part 1: General overview. Switzerland.
- ISO. 2004b. ISO 13347-3 Industrial fans – Determination of fan sound power levels under standardized laboratory conditions – Part 3: Enveloping surface methods. Switzerland.

- ISO. 2007. ISO 5801 Industrial fans – Performance testing using standardized airways. Switzerland.
- ISO. 2010. ISO 3744 Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane. Switzerland.
- Ko, Hee-Hwan, Cheol-Young Chung, and Kyung-Yup Kim. 2014. "An Estimation of Performance Test and Uncertainty of Measurement for a Large Axial-flow Fan Based on ANSI/AMCA 210 Standard." *The KSFM Journal of Fluid Machinery* 17 (2):24-29.
- Li, Chun-Guang, John CK Cheung, and Z Chen. 2009. "Effect of square cells in improving wind tunnel flow quality." *Wind Engineering*.
- Mecanocaucho, AMC. 2016. Soportes Caucho Metal. edited by AMC. Asteasu.
- Méjean, C., M. Badard, R. Benzerga, C. Le Paven-Thivet, and A. Sharaiha. 2017. "Rigid composite materials for anechoic chamber application." *Materials Research Bulletin*. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.materresbull.2017.01.023>.
- Miller Richard, W. 1996. *Flow Measurement Engineering Handbook*. Vol. 3rd ed. Boston: McGraw Hill.
- Munson, Bruce R, Donald F Young, and Theodore H Okiishi. 1988. "Fundamentals of fluid mechanics." *New York: John Wiley & Sons*.
- Pinto, Bruno Moniz Silva Bettencourt. 2009. "Processos e métodos de monitorização de ruído ocupacional : um guia de boas práticas." Dissertação de Mestrado em Ambiente, Saúde e Segurança., Departamento de Biologia, Universidade dos Açores.
- Rodrigues, Álvaro Henrique. 2013. Medidores de caudal e de velocidade. FEUP: FEUP.
- Rosa, Ana Catarina Rodrigues Grácio. 2011. "Adequação da acústica e controlo do ruído em unidades de ressonância magnética: projeto de investigação." Mestrado em Segurança e Higiene do Trabalho., Instituto Politécnico de Lisboa, Instituto Politécnico de Lisboa.
- Schneider, Paulo. 2012. Medição de Pressão em Fluidos. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul
- Stull, Roland. 2011. "Wet-bulb temperature from relative humidity and air temperature." *Journal of applied meteorology and climatology* 50 (11):2267-2269.
- Van der Spuy, Sybrand Johannes. 1997. "The design of a low-noise rotor-only axial flow fan series." University of Stellenbosch. Faculty of Engineering. Dept. of Mechanical and Mechatronic Engineering, University of Stellenbosch (159).
- Vidal Ricardo Jorge, Rebelo. 2009. *Sistema de calibração de sensores de temperatura baseados em redes de Bragg em fibra óptica*. Porto: [s. n.].
- Weber, L.J., M.P. Cherian, M.E. Allen, and M. Muste. 2000. Headloss characteristics for perforated plates and flat bar screens. Iowa Iowa Institute of Hydraulic Engineering.
- White Frank, M. 2008. *Fluid mechanics*. Vol. 6th ed. McGraw-Hill/Higher Education: Boston [etc.].
- Yahya, S. M. 1987. *Turbines compressors and fans*. New Delhi: Tata McGraw-Hill.
- ZIEHL-ABEGG. 2009. *ZIEHL-ABEGG Technology Centre InVent*.

ANEXO A: Desenho de atravacamento do túnel de ventilação





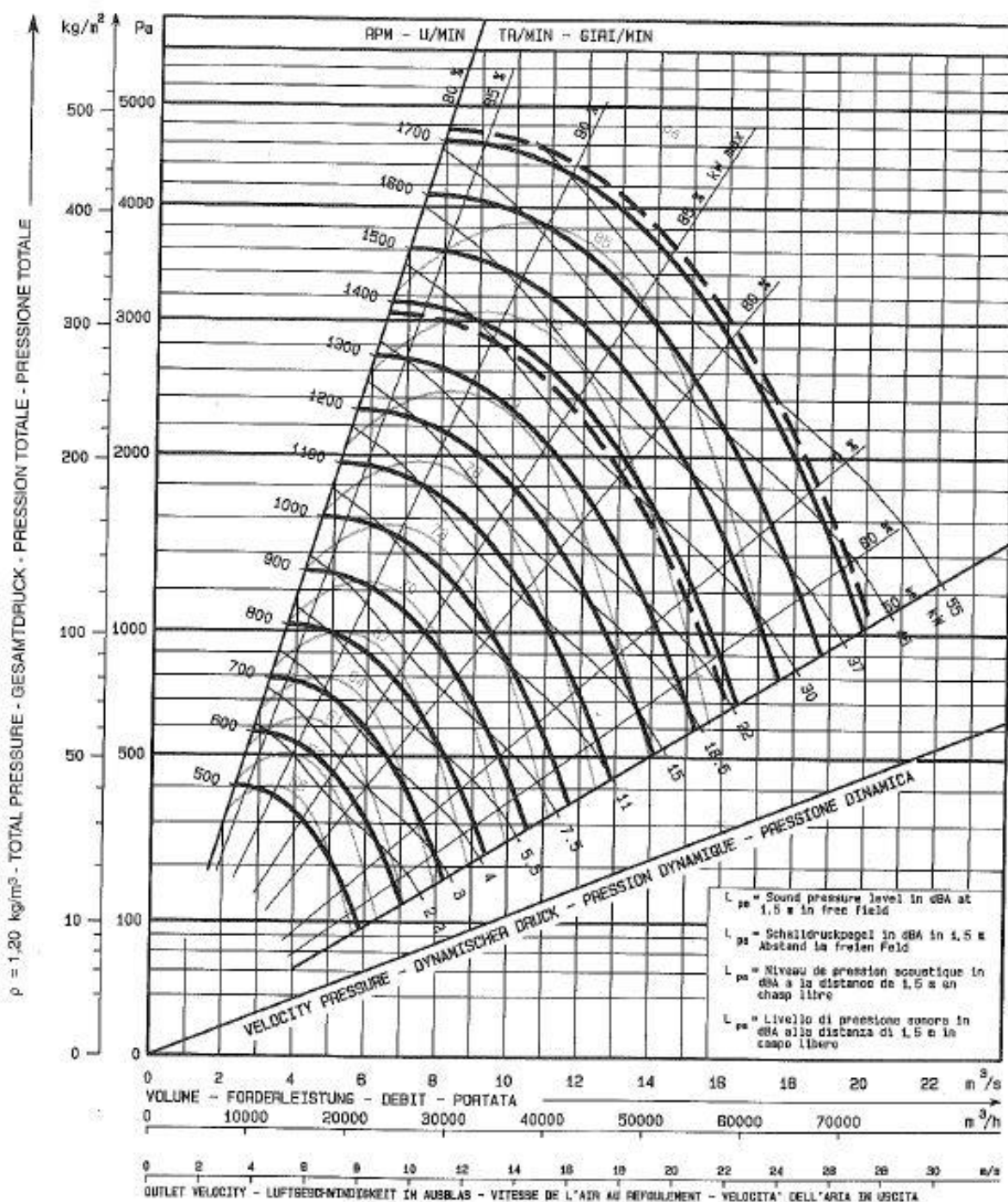
ANEXO B: Ventilador EFAFLU 36 1/2

$$P_v = \frac{V \cdot p_t}{1000 \cdot \eta} \text{ [kW]}$$

$$P_{v(n,s)} = 4,23 \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ [kW]}$$

Impeller diameter Laufraddurchmesser Diamètre de la roue Diametro girante	Rpm U/min Tr/min Giri/min	J	Class Klasse Classe Classe
1006 mm	1380 max	12,8 kgm ²	II
	1720 max	13,4 kgm ²	III

ChA 36 1/2



Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

ANEXO C: Posição dos microfones no ensaio de ruído

Ponto	x	y	z
1	0,16	-0,96	0,22
2	0,78	-0,60	0,20
3	0,78	0,55	0,31
4	0,16	0,90	0,41
5	-0,83	0,32	0,45
6	-0,83	-0,40	0,38
7	-0,26	-0,65	0,71
8	0,74	-0,70	0,67
9	-0,26	0,50	0,83
10	0,10	-0,10	0,99
11	0,91	-0,34	0,22
12	0,91	0,38	0,20
13	-0,9	0,95	0,31
14	-0,70	0,59	0,41
15	-0,69	-0,56	0,45
16	-0,70	-0,92	0,38
17	0,43	-0,55	0,71
18	0,43	0,61	0,67
19	-0,56	0,20	0,83
20	0,14	0,40	0,99

De acordo com o referencial da Figura 51.

Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

ANEXO D: Tabela de Custos

<i>Fase</i>	<i>Componente</i>	<i>Unidades ou Horas</i>	<i>Custo/unidade</i>	<i>Custo Total</i>	<i>Fornecedor</i>
Projeto	Projetista	180	10	1800,00	-
	Supervisão	10	15	150,00	-
Custo Total do Projeto				1950	

Matéria Prima	Viga IPE 80	6,8 m	4,56	31,01	JVC Alves
	Viga UPE 100	207 m	8,23	1703,61	JVC Alves
	Viga quadrada 50x3	13 m	4,138	53,79	JVC Alves
	Cantoneira 50x50x5	117 m	3,77	441,09	Thomaz dos Santos
	Cantoneira 50x30x4	28 m	2,84	79,52	Thomaz dos Santos
	Cantoneira 30x20x3	28 m	1,32	36,96	Thomaz dos Santos
	Parafuso ISO 4014 M16x50 - 8,8	364	0,24	87,36	-
	Parafuso ISO 4014 M10x30 - 8,8	304	0,06	18,24	-
	Porca ISO 4032 - M16 - 8	364	0,06	21,84	-
	Porca ISO 4032 - M10 - 8	304	0,023	6,99	-
	Anilha ISO 7089 - M16	736	0,03	22,08	-
	Anilha ISO 7089 - M10	608	0,01	6,08	-
	Anilha de pressão DIN 127 M16	364	0,04	14,56	-
	Anilha de pressão DIN 127 M10	304	0,01	3,04	-
	Chapa de espessura 1 mm	108,19 mm ²	6,76	731,36	-
	Chapa de espessura 3 mm	20,46 mm ²	19,39	396,72	-
	Chapa de espessura 5 mm	0,65 mm ²	39,3	25,55	-
	União modular de topo	12	4	48,00	-
	Suporte calços da câmara	10	4	40,00	-
	Suporte calços do ventilador	6	4	24,00	-
	Tubo de Pitot	3	83	249,00	DICO FILTRO
	Tubo de Pitot com termopar	1	227	227,00	DICO FILTRO

Matéria Prima	Flange Tubo de Pitot	4	39	156,00	DICO FILTRO
	Transdutores de pressão	3	220	660,00	Omega
	Barômetro	1	200	200,00	PCE
	Grampos	8	7	56,00	Kipp
	Tomadas de pressão	8	5,78	46,24	Make Industry (FESTO)
	Placa perfurada 45%	2	170	340,00	SJ Metal Distendido
	Placa perfurada 50%	2	170	340,00	SJ Metal Distendido
	Placa perfurada 60%	2	360	720,00	Perfometal
	Tubeiras	1	700	700,00	-
	Ventilador Auxiliar	1	2469	2469,00	EFAFLU
	<i>Damper</i> CL2 com atuador elétrico	1	1700	1700,00	EFAFLU
	Calços câmara	10	17	170,00	AMC
	Calços ventilador	6	35	210,00	AMC
Custo Total de Matéria Prima				12035	

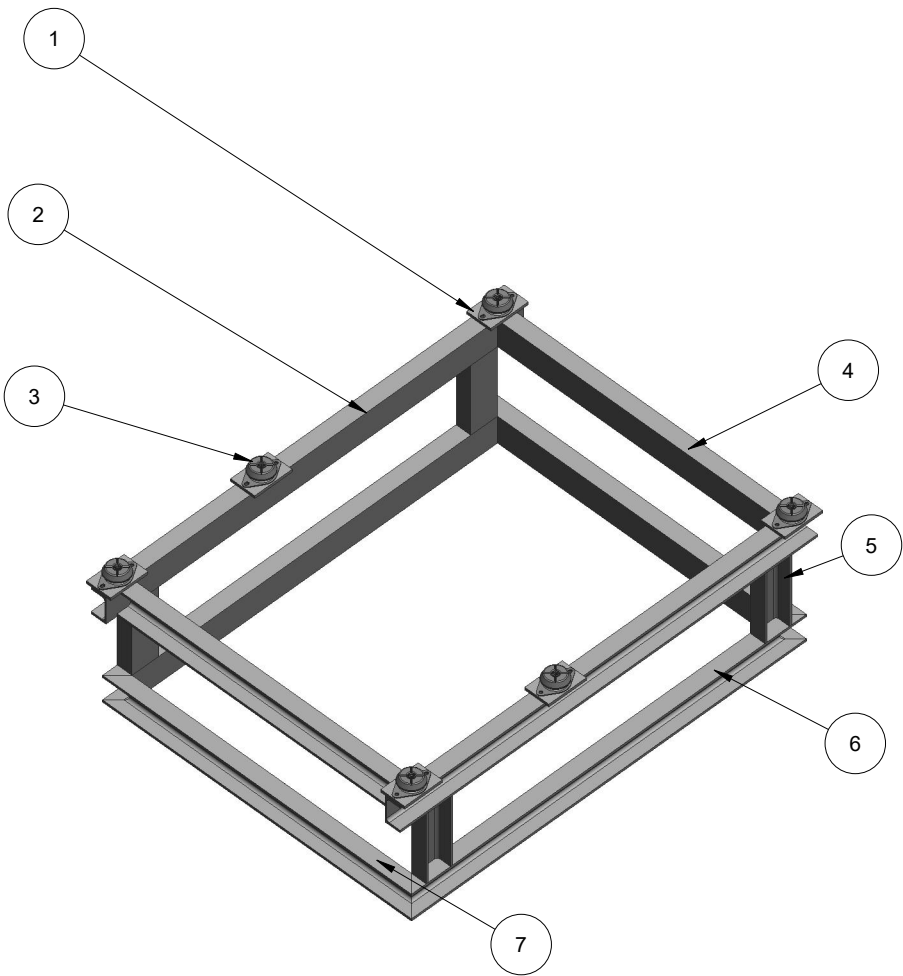
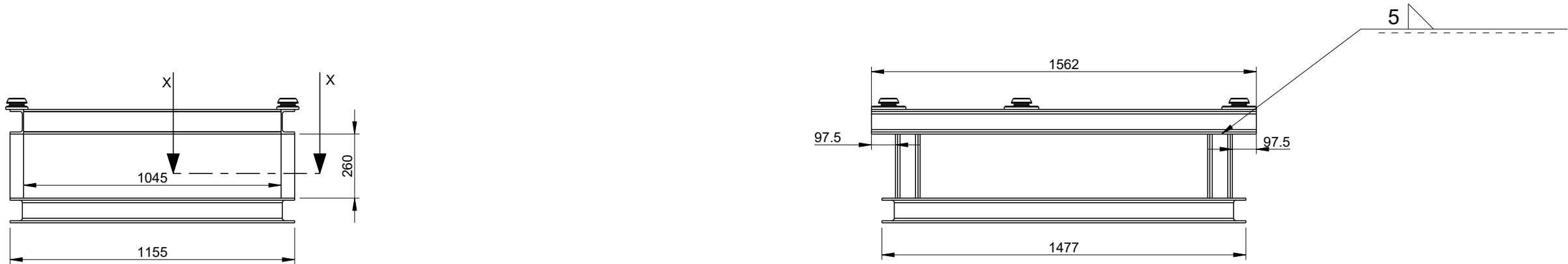
Mão de obra	Módulo 1				
	Corte	1	26	104,00	-
	Furação	0,5	26	13,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	4	26	104,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Módulo 2				
	Corte	1,5	26	156,00	-
	Furação	1	26	26,00	-
	Rebarbagem	1	26	26,00	-
	Soldadura	6	26	156,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Módulo 3				
	Corte	1	26	78,00	-
	Furação	1	26	26,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	3	26	78,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Módulo 4				
	Corte	1	26	78,00	-
	Furação	1	26	26,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	2	26	52,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Módulo 5				
	Corte	1	26	104,00	-
	Furação	1	26	26,00	-

Mão de obra	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	3	26	78,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Módulos de pressão				
	Corte	1	26	156,00	-
	Furação	3	26	78,00	-
	Rebarbagem	1	26	26,00	-
	Soldadura	4	26	104,00	-
	Pintura	2	26	52,00	-
	Estrutura ventilador				
	Corte	0,75	26	78,00	-
	Furação	0,5	26	13,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	2	26	52,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Difusor				
	Corte	0,75	26	78,00	-
	Furação	1	26	26,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	2	26	52,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
	Placa com tubeiras				
	Corte	0,5	26	26,00	-
	Furação	1	26	26,00	-
	Rebarbagem	0,5	26	13,00	-
	Soldadura	2	26	52,00	-
	Pintura	1	26	26,00	-
Custo Total de mão de obra				1612	

Montagem	Ensaio de estanquicidade	2	26	52,00	-
	Preparação primeiro ensaio	3	10	30,00	-
	Montagem	8	26	208	
Custo Total de montagem				290	
<i>Fase</i>	<i>Componente</i>	<i>Unidades ou Horas</i>	<i>Custo/unidade</i>	<i>Custo Total</i>	<i>Fornecedor</i>
Custo Total Final é 15597€					



Desenvolvimento de laboratório de ventilação para a realização de ensaios de performance e ruído de ventiladores

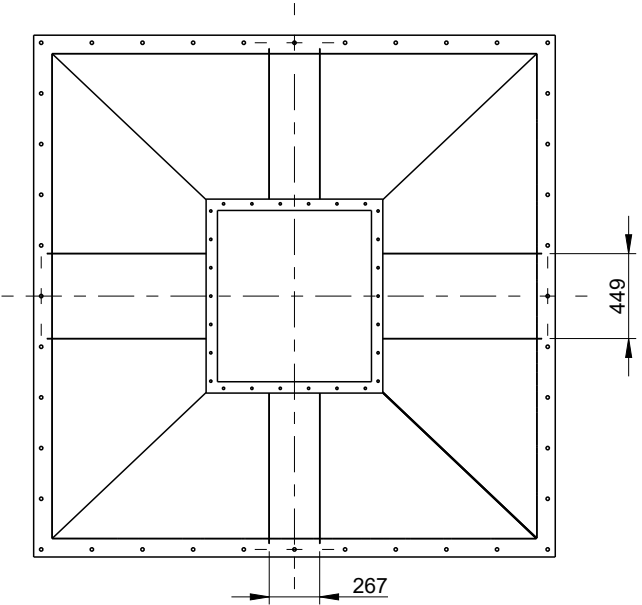
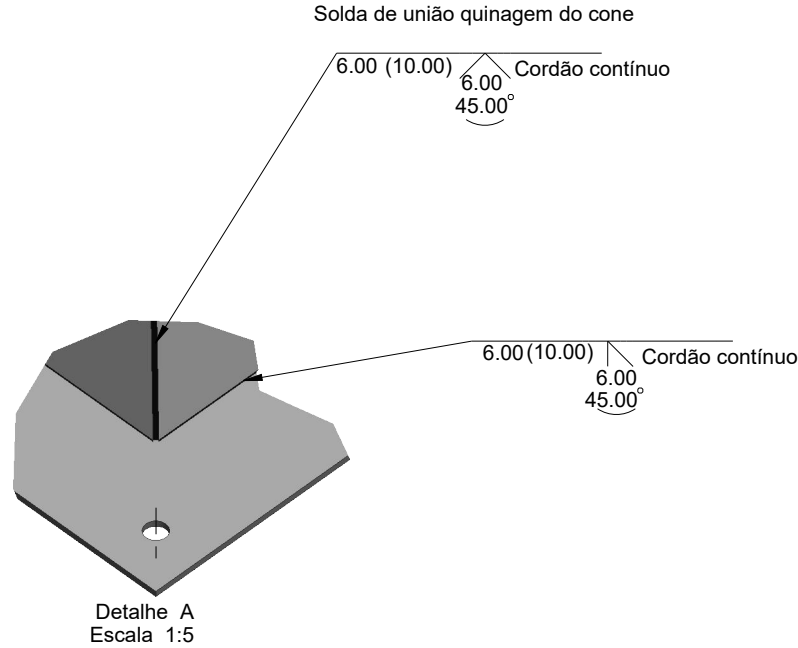
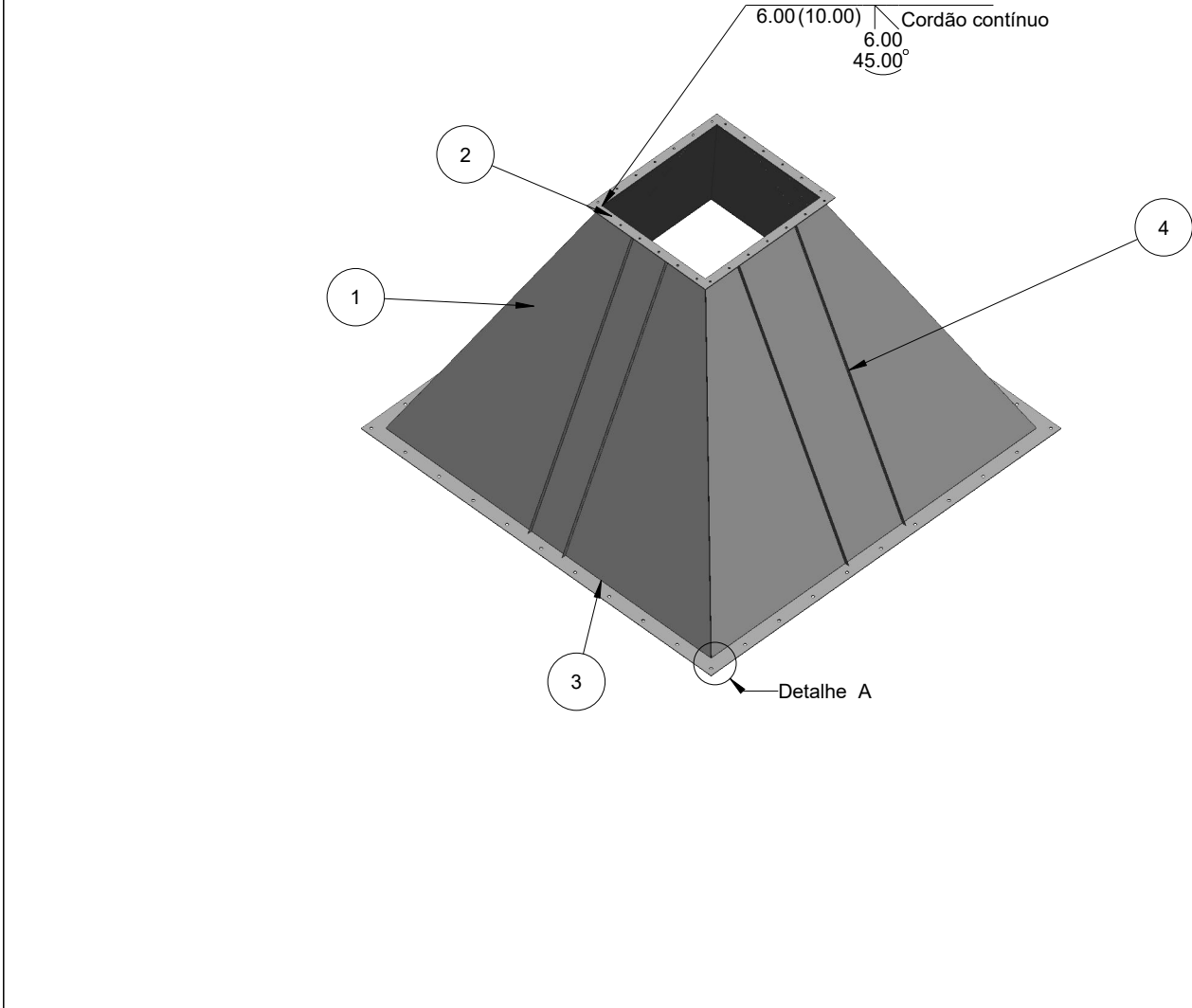
ANEXO E: Desenhos de fabrico





NOTA: Soldar nos contornos internos dos perfis U

7	2	UPN 100 - 1155		Aço S235 JR2	
6	2	UPN 100 - 1422		Aço S235 JR2	
5	4	UPN 100 - 260		Aço S235 JR2	
4	2	UPN 100 - 1045		Aço S235 JR2	
3	6	BRB 80 M12 - 60 SH			
2	2	UPN 100 - 1562		Aço S235 JR2	
1	6	Porta Calços	4MVXXX007	Aço S235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.				
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 						
	Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK							
	Verificou										
	Aprovou	6/6/2017	T.Pinheiro	Massa - kg							
	Escala	Designação:			3MVXXX016						
1:20	Estrutura Ventilador Auxiliar - Desenho conjunto			<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:					
						Subst. por:					



4	8	DIN EN 10048 24x1 - 1984		Aço S235 JR2	
3	1	Flange Posterior Cone	4MVXX004		
2	1	Flange Anterior cone	4MVXX005		
1	1	Cone Planificado	4MVXX006		
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

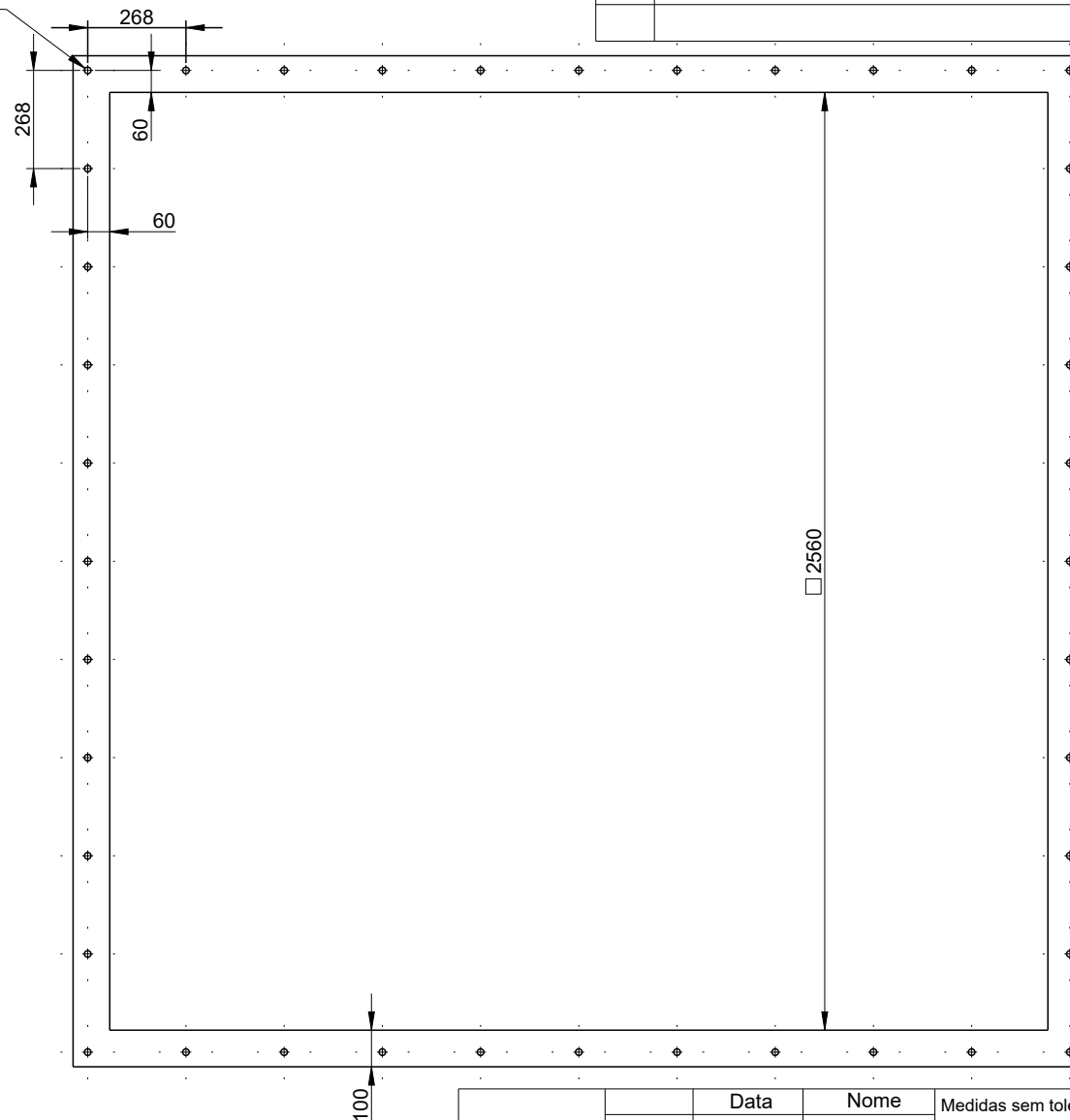
Alt.	Descrição					Data	Verif.																						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 	 Bombas e Ventiladores																							
	Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK																									
	Verificou																												
	Aprovou	6/6/2017	T.Pinheiro	Massa - kg	3MVXXX019 <table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="8">Substitui:</td></tr><tr><td colspan="8">Subst. por:</td></tr></table>									Substitui:								Subst. por:							
Substitui:																													
Subst. por:																													
Escala	Designação:																												
1:40	Cone Difusor																												

Technical drawing of a square plate with dimensions and hole specifications. The plate has an outer square boundary and an inner square boundary. The outer square has a side length of 815. The inner square has a side length of 906. The distance between the outer and inner boundaries is 60. The plate has 26 holes, each with a diameter of 12.5. The holes are arranged in a grid pattern. The dimensions are as follows:

- Outer square side length: 815
- Inner square side length: 906
- Distance between outer and inner boundaries: 60
- Hole diameter: $\varnothing 12.5$
- Number of holes: 26
- Dimensions of the hole pattern: 150, 92.5, 63, 150, 25, 60, 25, 60

				Data		Nome		Medidas sem tolerância:		Projecção			
				Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues		ISO 2768 mK					
				Verificou									
				Aprovou	6/6/2017	T.Pinheiro		Massa - kg					
				Escala		Designação:							
1:10		Flange Anterior Cone											
												Substitui:	
												Subst. por:	
Alt.	Descrição			Data	Verif.	Este desenho é para ser tratado como confidencial, não deve ser reproduzido sem nossa autorização.							

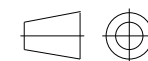
40x Ø 18



Pos	Descrição	Material	Molde	Código
		Aço ST12 Esp. 5 mm		

	Data	Nome	Medidas sem tolerância:
Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK
Verificou			
Aprovou	6/6/2017	T.Pinheiro	Massa - kg
Escala	Designação:		
1:20	Flange Posterior Cone		

projecção



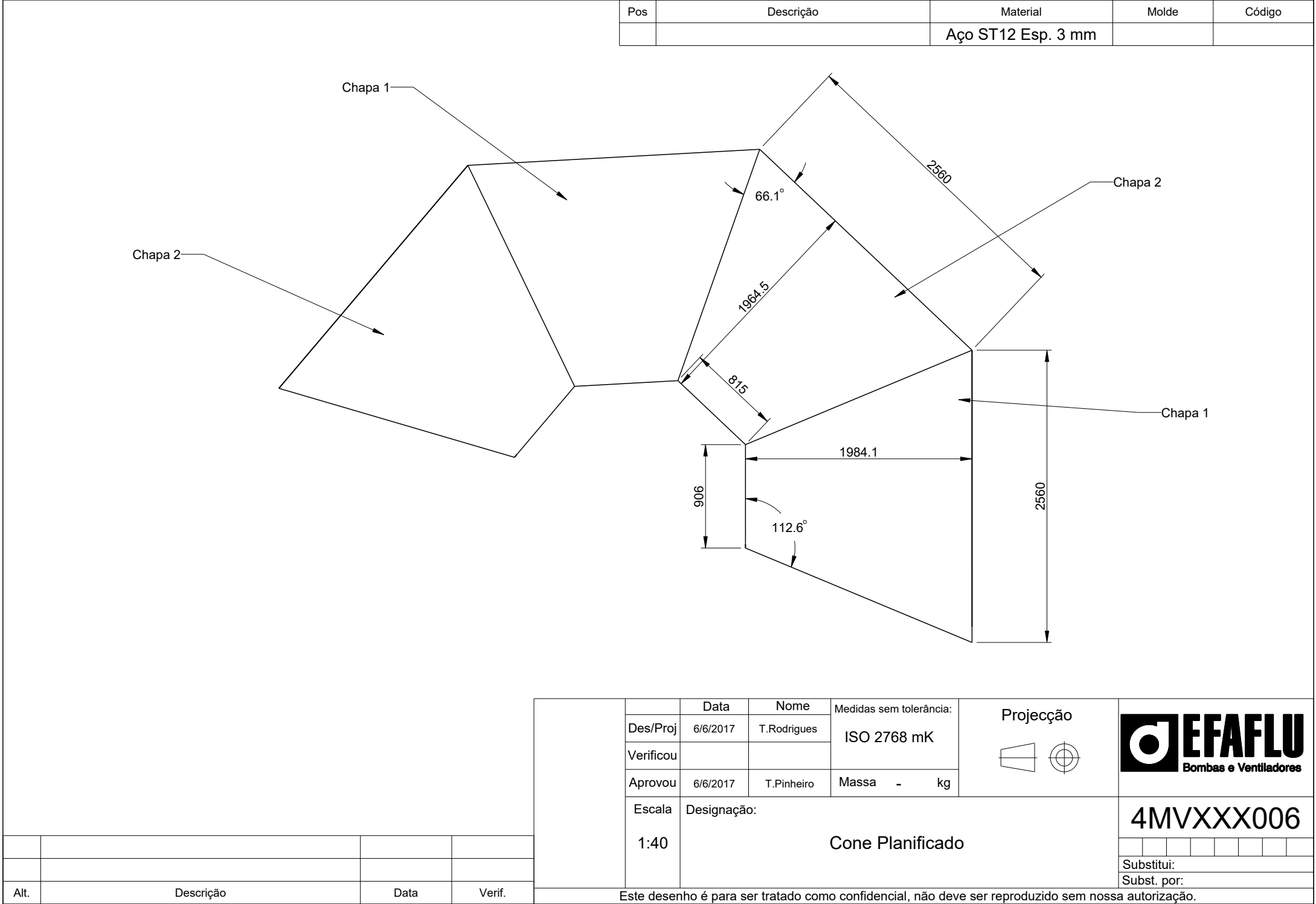
4MVXXX004

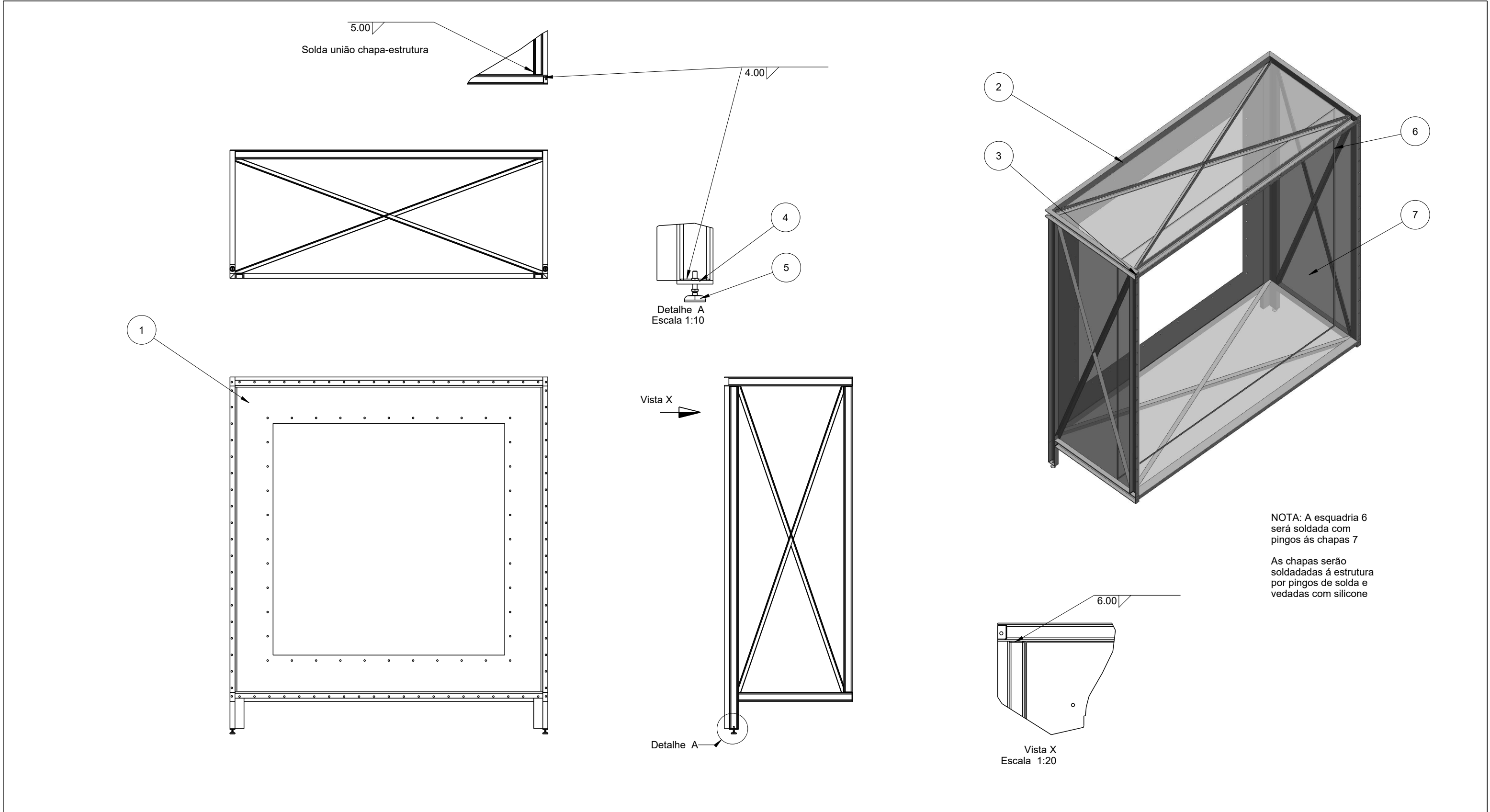
Substitui:

Subst. por:

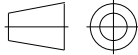

Alt.	Descrição	Data	Verif.

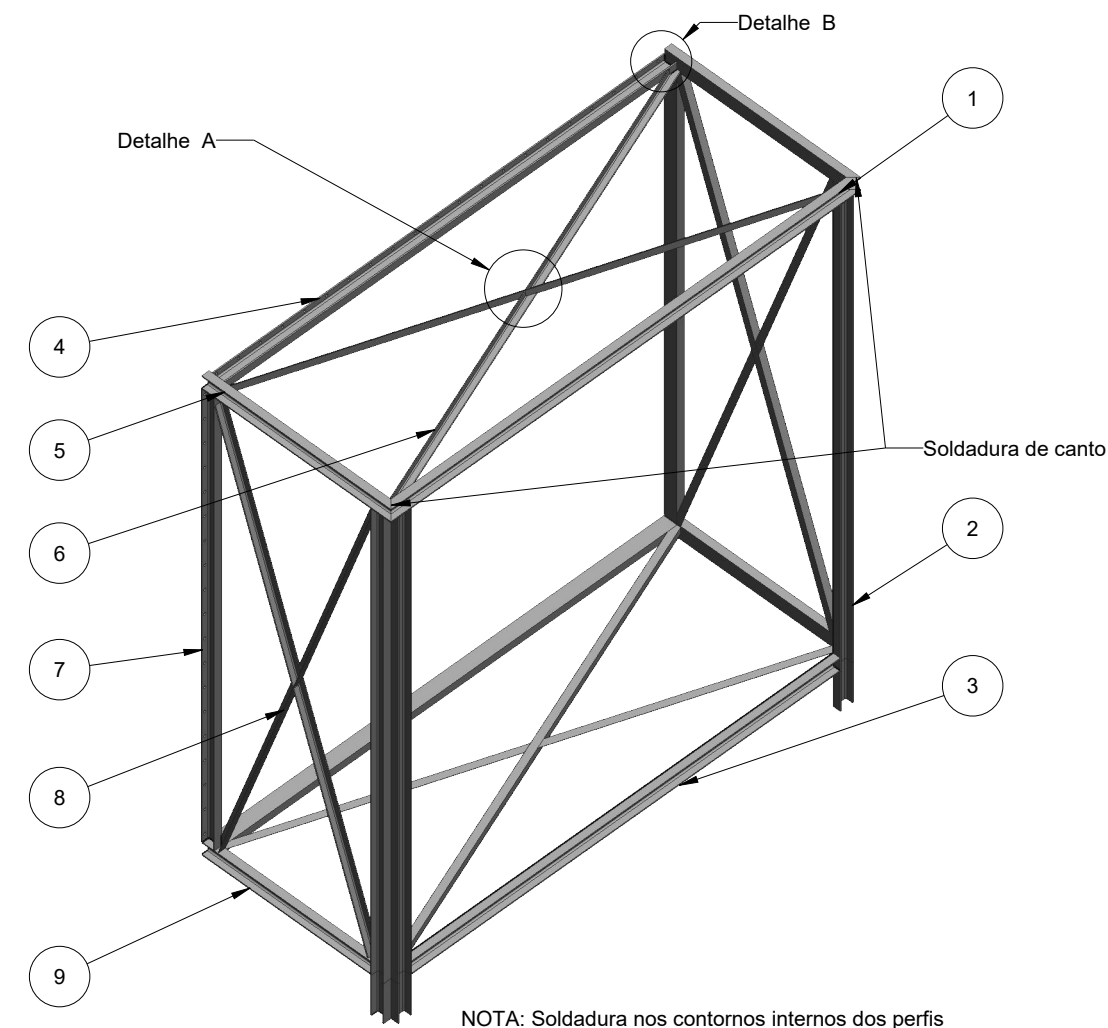
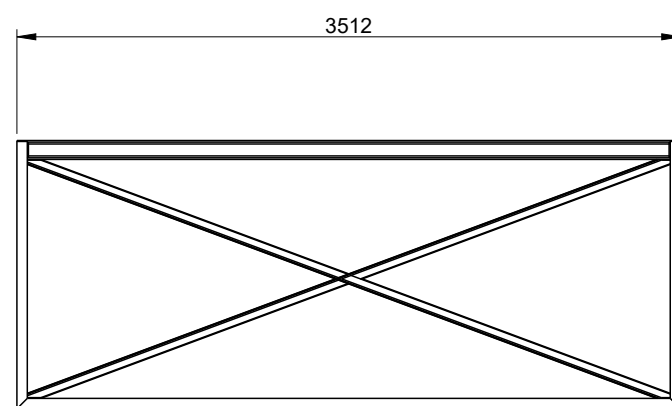
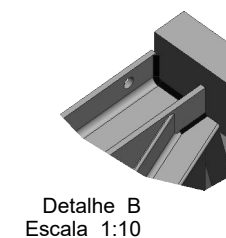
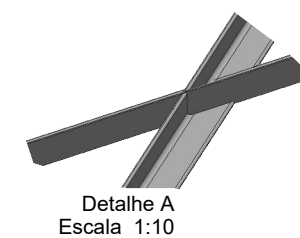
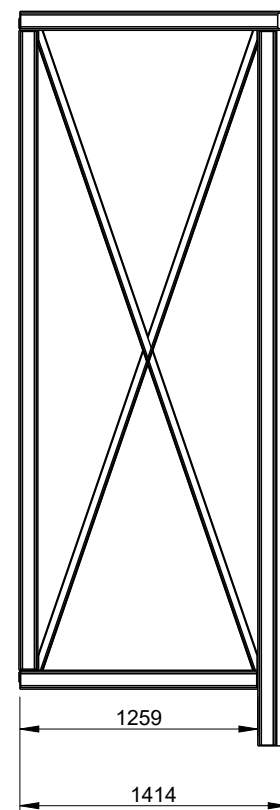
Este desenho é para ser tratado como confidencial, não deve ser reproduzido sem nossa autorização.





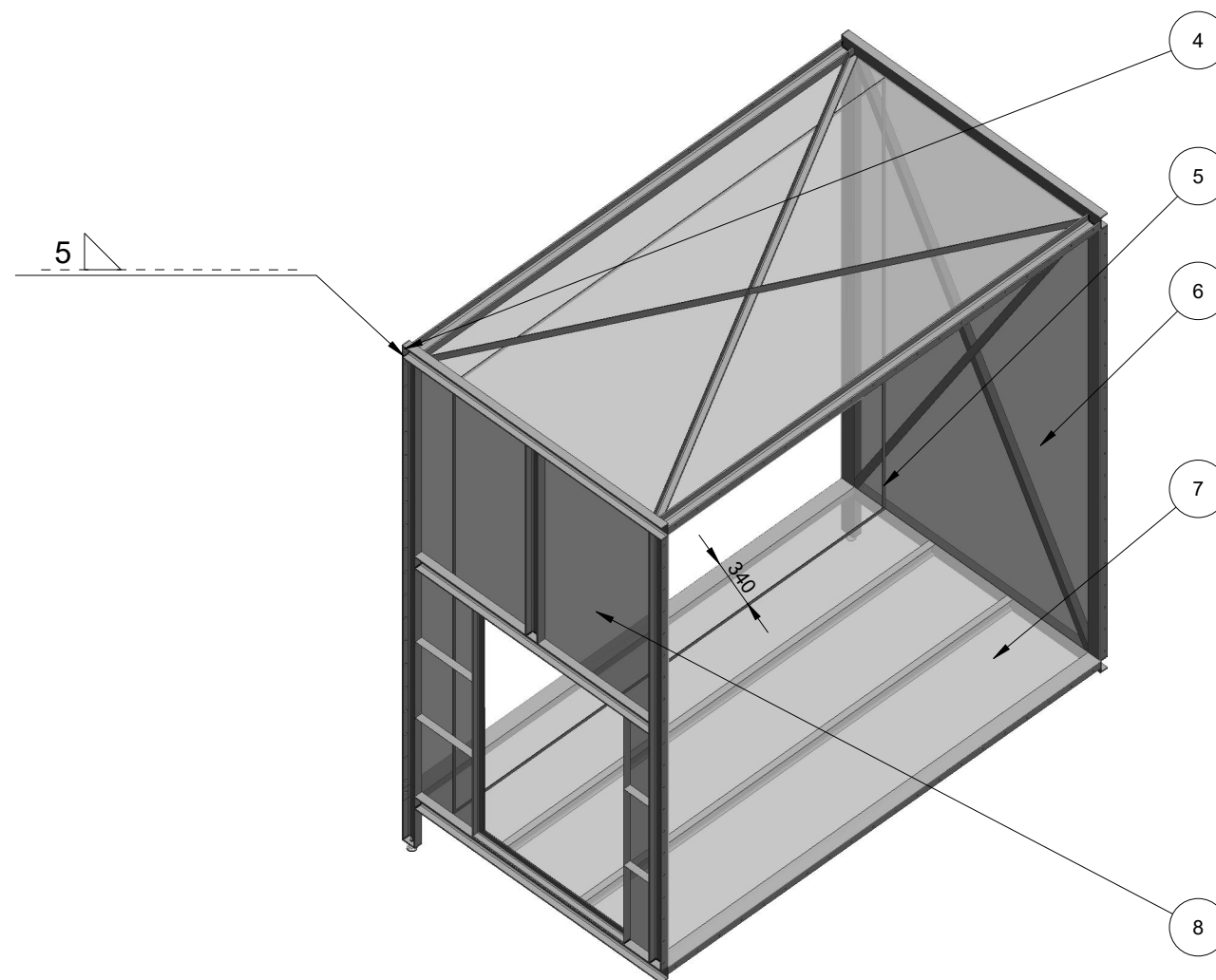
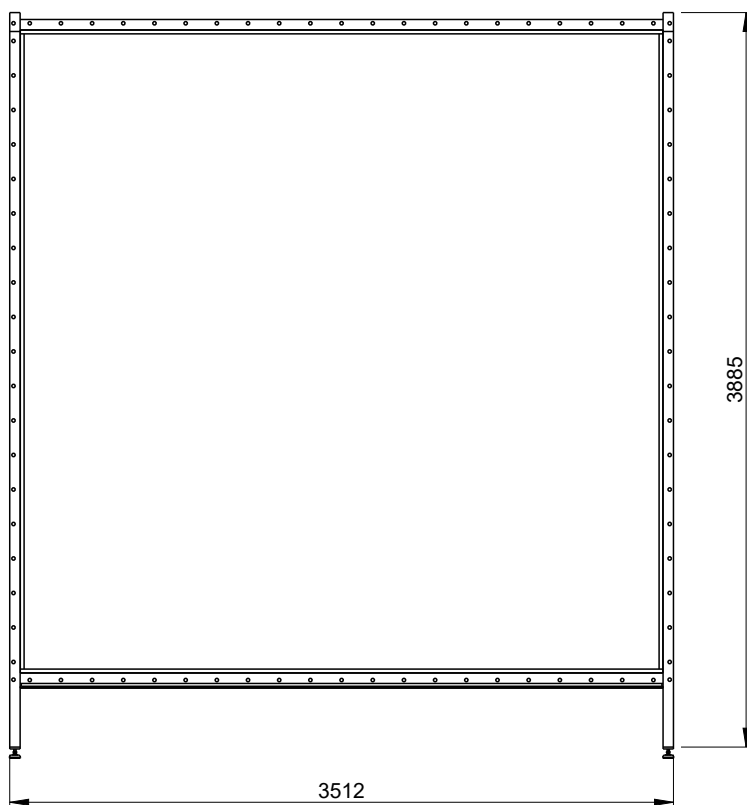
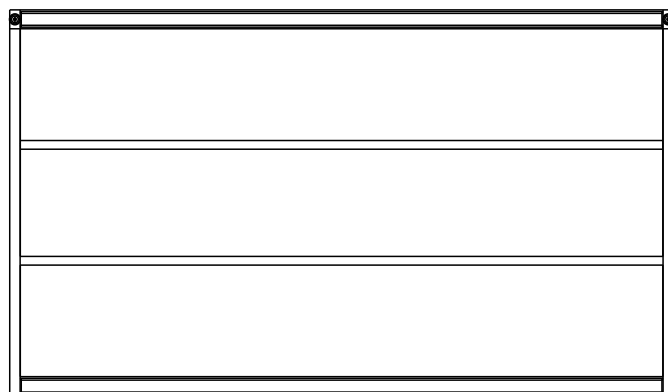
7	4	Chapa 3401x1364 de 1mm de espessura		Aço ST12	
6	4	DIN 1017 - 20x3 - 3400		Aço S235 JR2	
5	2	Pé de apoio			
4	2	Suporte pés	4MVXXX002		
3	4	União modular de topo	4MVXXX001		
2	1	Conjunto estrutural 1	3MVXXX002		
1	1	Chapa para cone	3MVXXX003	Aço ST12 1mm	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.																			
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 																					
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK																						
	Verificou																									
	Aprovou	6/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg	3MVXXX001 <table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="7">Substitui:</td></tr><tr><td colspan="7">Subst. por:</td></tr></table>								Substitui:							Subst. por:						
Substitui:																										
Subst. por:																										
Escala	Designação:																									
1:40	Módulo 1 - desenho do conjunto																									



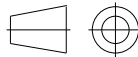

9	2	UPE 100 - 1259		Aço 235 JR2	
8	4	DIN 1028 - 50x5 - 3580		Aço 235 JR2	
7	2	UPE 100 - 3385		Aço 235 JR2	
6	4	DIN 1028 - 50x5 - 3630		Aço 235 JR2	
5	2	UPE 100 - 1414		Aço 235 JR2	
4	2	UPE 100 - 3402		Aço 235 JR2	
3	1	UPE 100 - 3202		Aço 235 JR2	
2	4	UPE 100 - 3785		Aço 235 JR2	
1	1	UPE 100 - 3512		Aço 235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

[illegible]

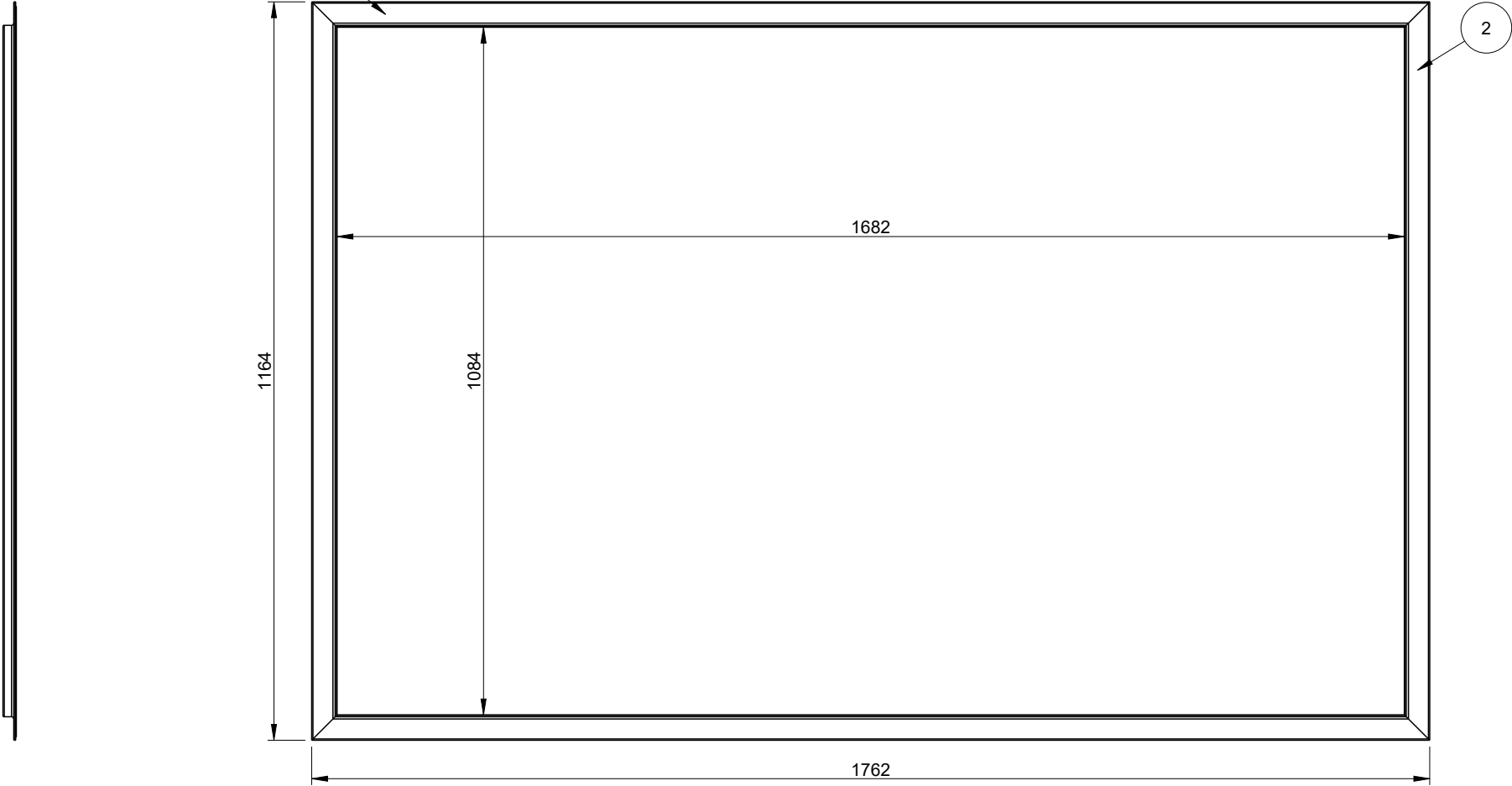


As chapas serão soldadas á estrutura com pingos de solda e as suas juntas vedadas com silicone



8	1	Chapa da porta com espessura de 1 mm		Aço ST12	
7	1	Chapas 3400x2040 com espessura de 3 mm		Aço ST12	
6	2	Chapas 3400x2040 com espessura de 1 mm		Aço ST12	
5	4	DIN 1017 - 20x3 - 3400			
4	2	União modular de topo	4MVXX001		
3	1	Conjunto estrutural 2	3MVXX005		
2	2	Pé de apoio			
1	2	Suporte Pés	4MVXX002		
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

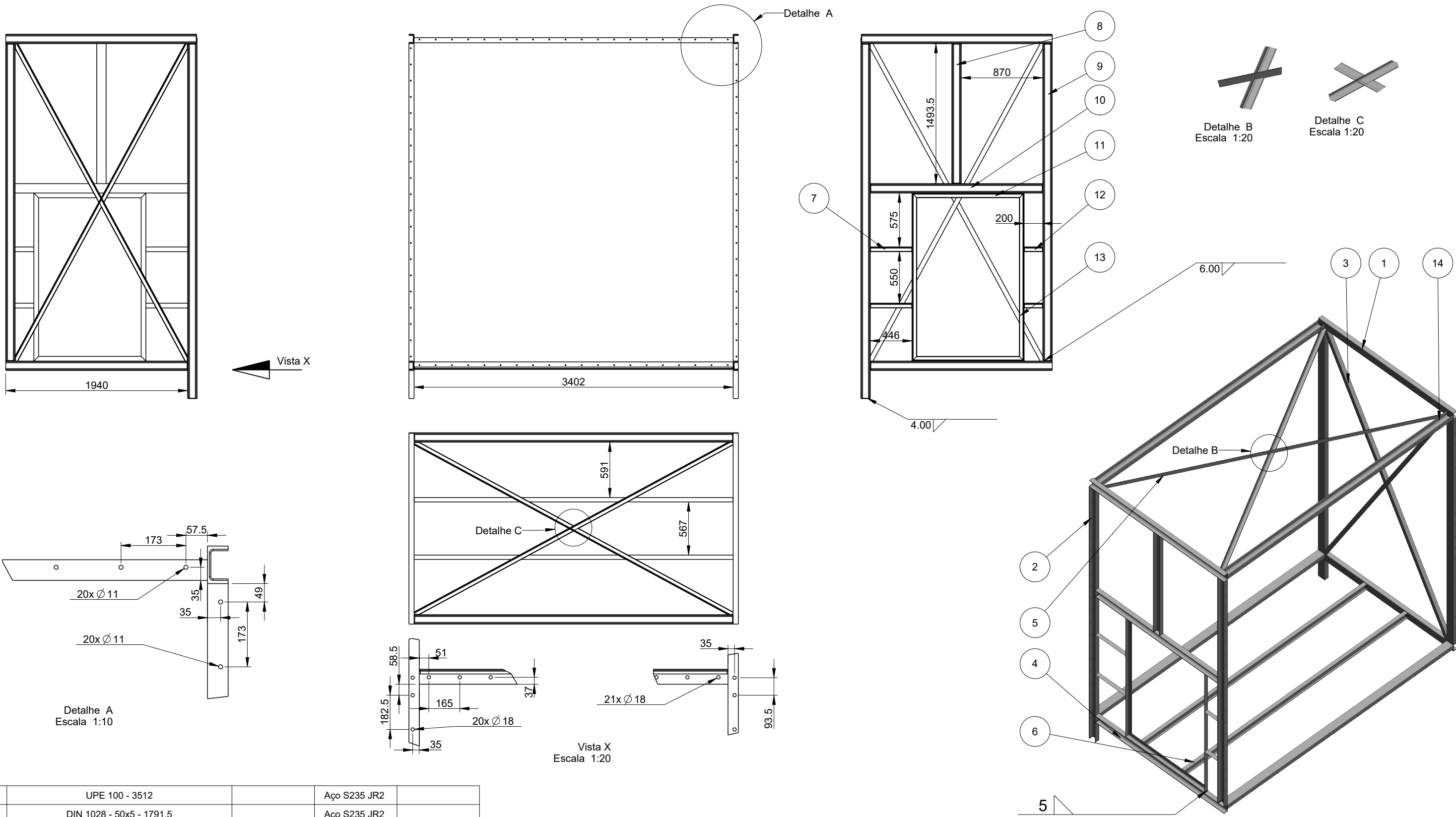
Alt.	Descrição					Data	Verif.							
		Data	Nome	Medidas sem tolerância: ISO 2768 mK	Projecção 	 Bombas e Ventiladores								
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues											
	Verificou													
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg										
	Escala	Designação:					3MVXXX004							
	1:40	Módulo 2 - Desenho do conjunto												
						<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>								
						Substitui:								
						Subst. por:								

Pos	Qty	Descrição	Plano	Material	Código
1	2	DIN 1029 - 40x20x3 - 1762		Aço S235 JR2	
2	2	DIN 1029 - 40x20x3 - 1164		Aço S235 JR2	

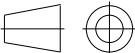



NOTA: Soldadura nos cantos a 45°
Rebarbar Soldas

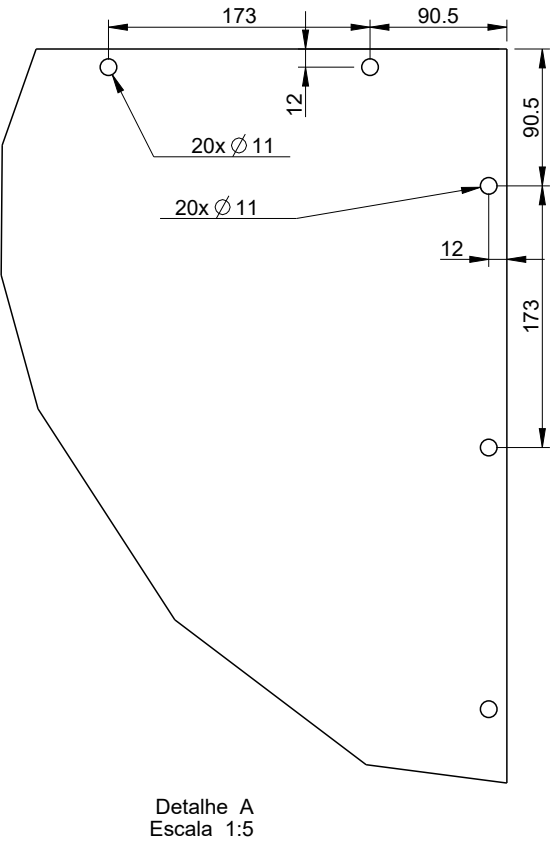
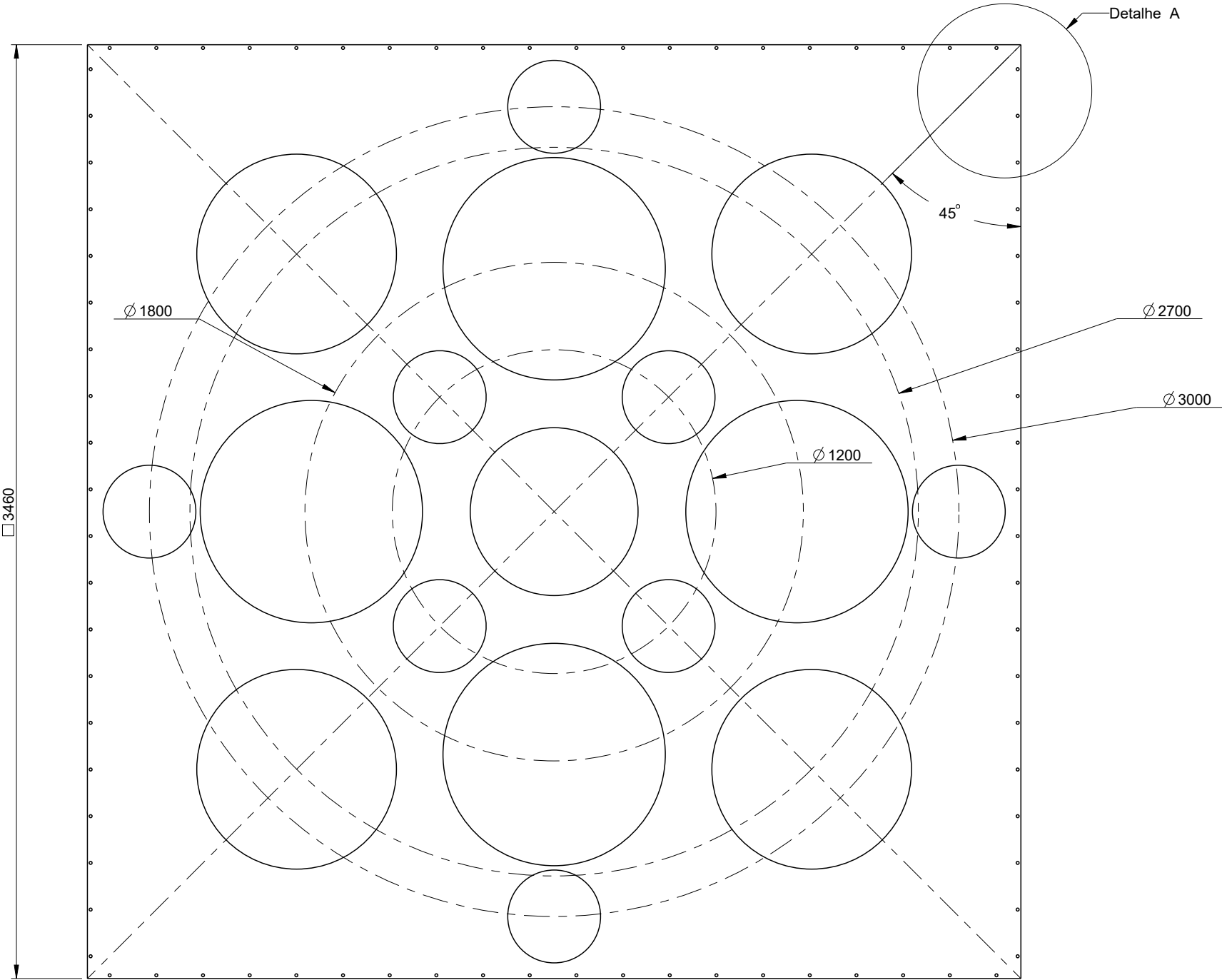
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 								
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK									
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala	Designação:					4MVXXX003 <table border="1"><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>						
1:10	Esquadria para Porta												
Substitui:													
Subst. por:													
Este desenho é para ser tratado como confidencial, não deve ser reproduzido sem nossa autorização.													



14	2	UPE 100 - 3512		Aço S235 JR2	
13	2	DIN 1028 - 50x5 - 1791,5		Aço S235 JR2	
12	2	DIN 1028 - 50x5 - 200		Aço S235 JR2	
11	2	DIN 1028 - 50x5 - 1194		Aço S235 JR2	
10	1	UPE 100 - 1840		Aço S235 JR2	
9	2	UPE 100 - 3385		Aço S235 JR2	
8	1	UPE 100 - 1493,5		Aço S235 JR2	
7	2	DIN 1028 - 50x5 - 446		Aço S235 JR2	
6	2	IPE 80 - 3402		Aço S235 JR2	
5	2	DIN 1028 - 50x5 - 3868		Aço S235 JR2	
4	2	UPE 100 - 1940		Aço S235 JR2	
3	2	DIN 1028 - 50x5 - 3853		Aço S235 JR2	
2	2	UPE 100 - 3785		Aço S235 JR2	
1	2	UPE 100 - 2035		Aço S235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

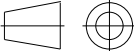

Alt.	Descrição					Data	Verif.						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 	 Bombas e Ventiladores							
	Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK									
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala	Designação:					3MVXXX005						
1:40	Módulo 2 - Conjunto estrutural					<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:							
						Subst. por:							

[illegible]

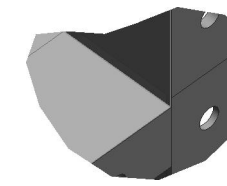


NOTA: Os orifícios e a espessura da placa são função das tubeiras, sendo estas dependentes do fornecedor das mesmas

1	1	Chapa com tubeiras		Aço ST12 Esp.3	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância: ISO 2768 mK	Projecção 								
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues										
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala 1:20	Designação: Placa com Tubeiras - Caudalímetro					3MVXXX017						
						<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:							
						Subst. por:							

1



2





Technical drawing of a rectangular frame. The drawing shows a large rectangle with a double-line border. The inner rectangle is labeled with dimensions 3402 (width) and 3885 (height). The outer rectangle is labeled with dimensions 3402 (width) and 3885 (height). The frame is composed of two parallel lines, each with a series of small dots along its length, suggesting a decorative or perforated edge. The drawing is oriented horizontally, with the width dimension (3402) indicated by a horizontal arrow at the bottom and the height dimension (3885) indicated by a vertical arrow on the right side.

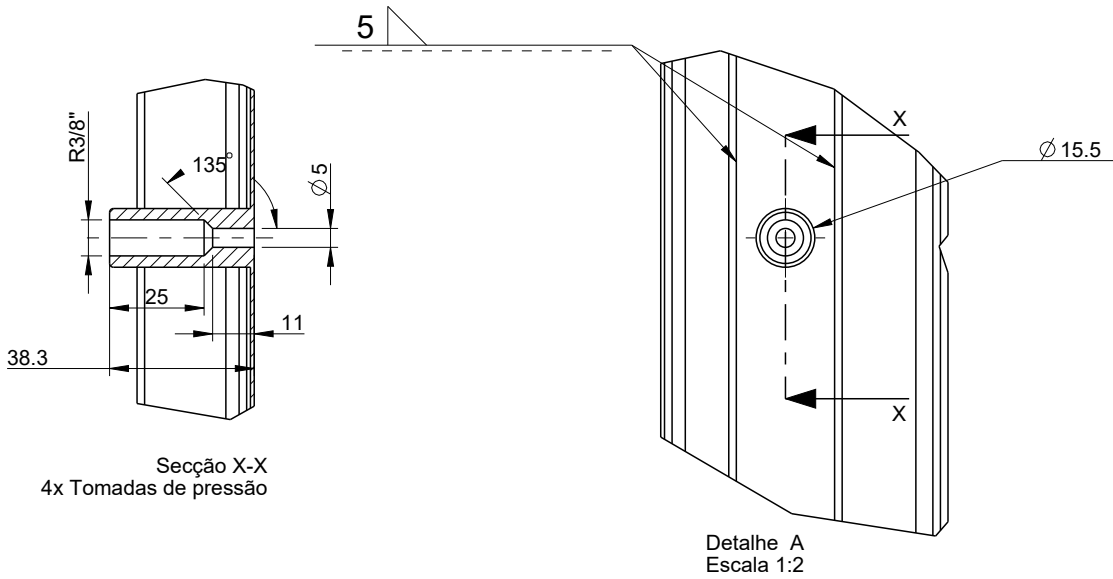
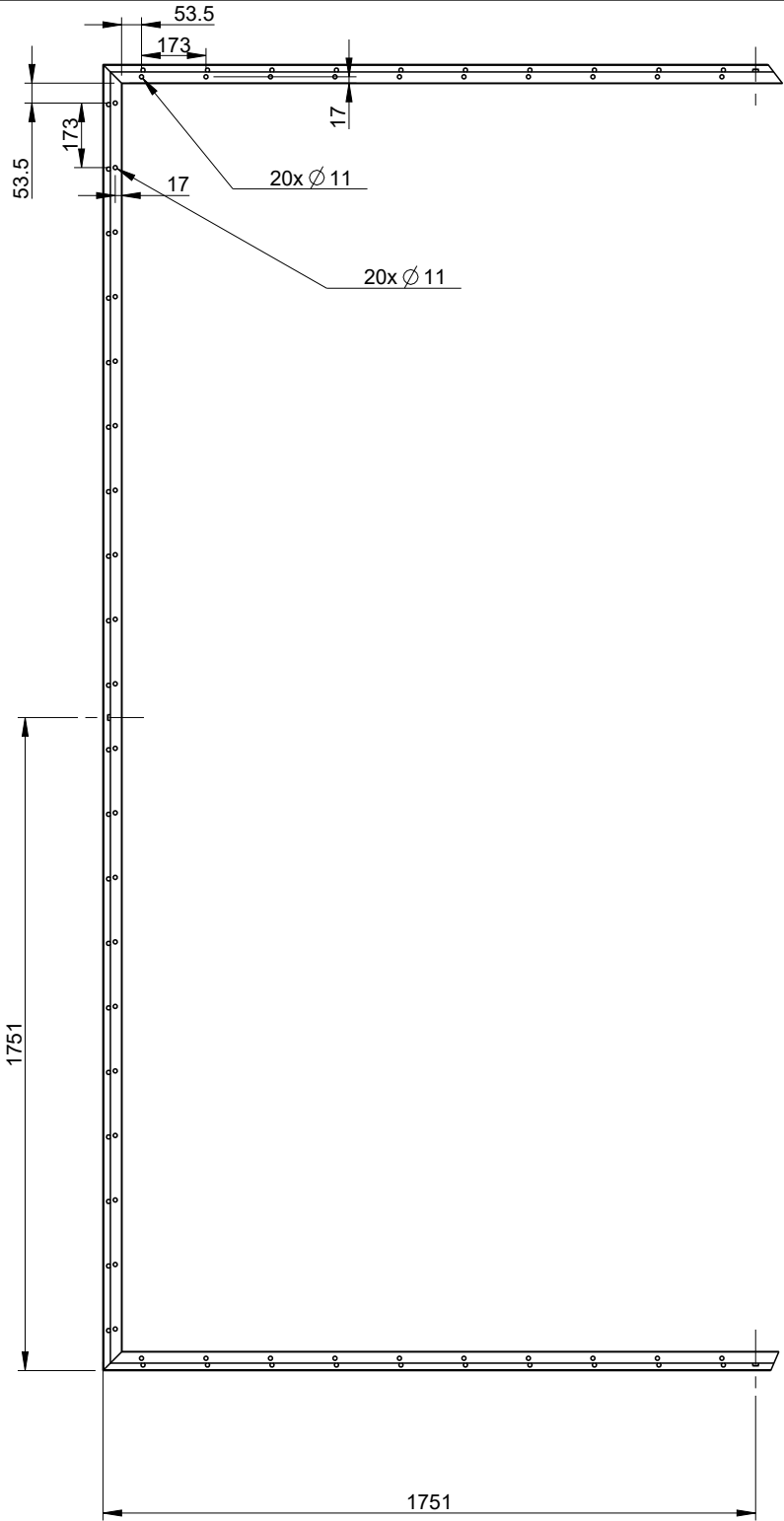
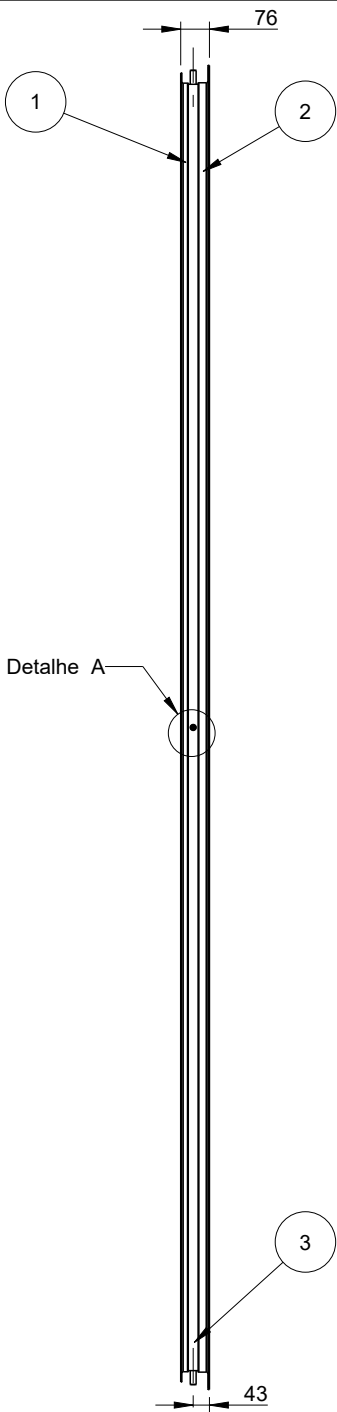
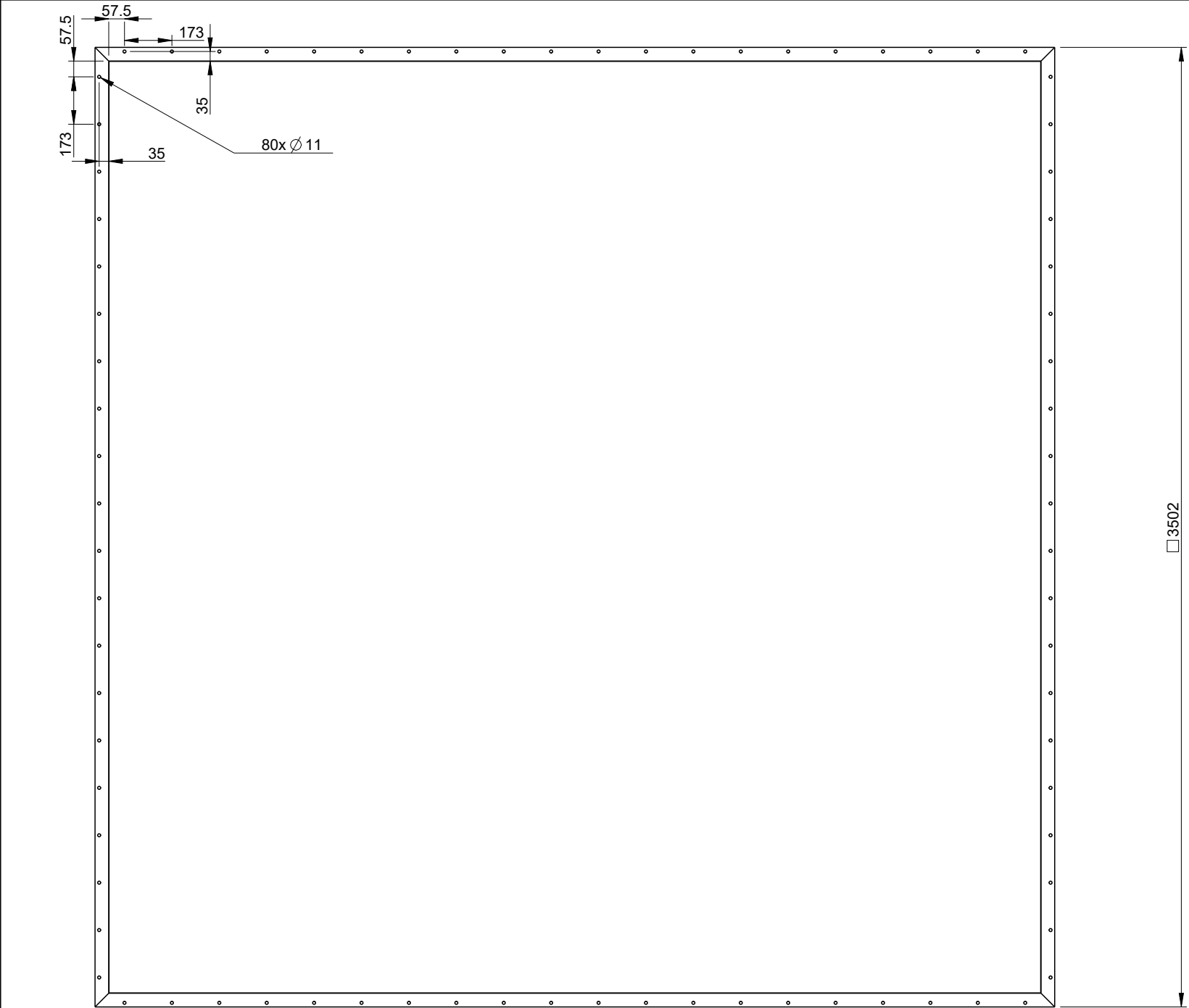


—Detalhe B




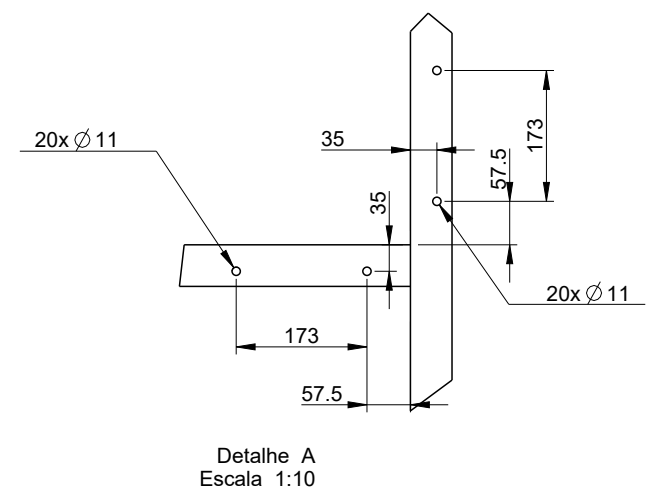
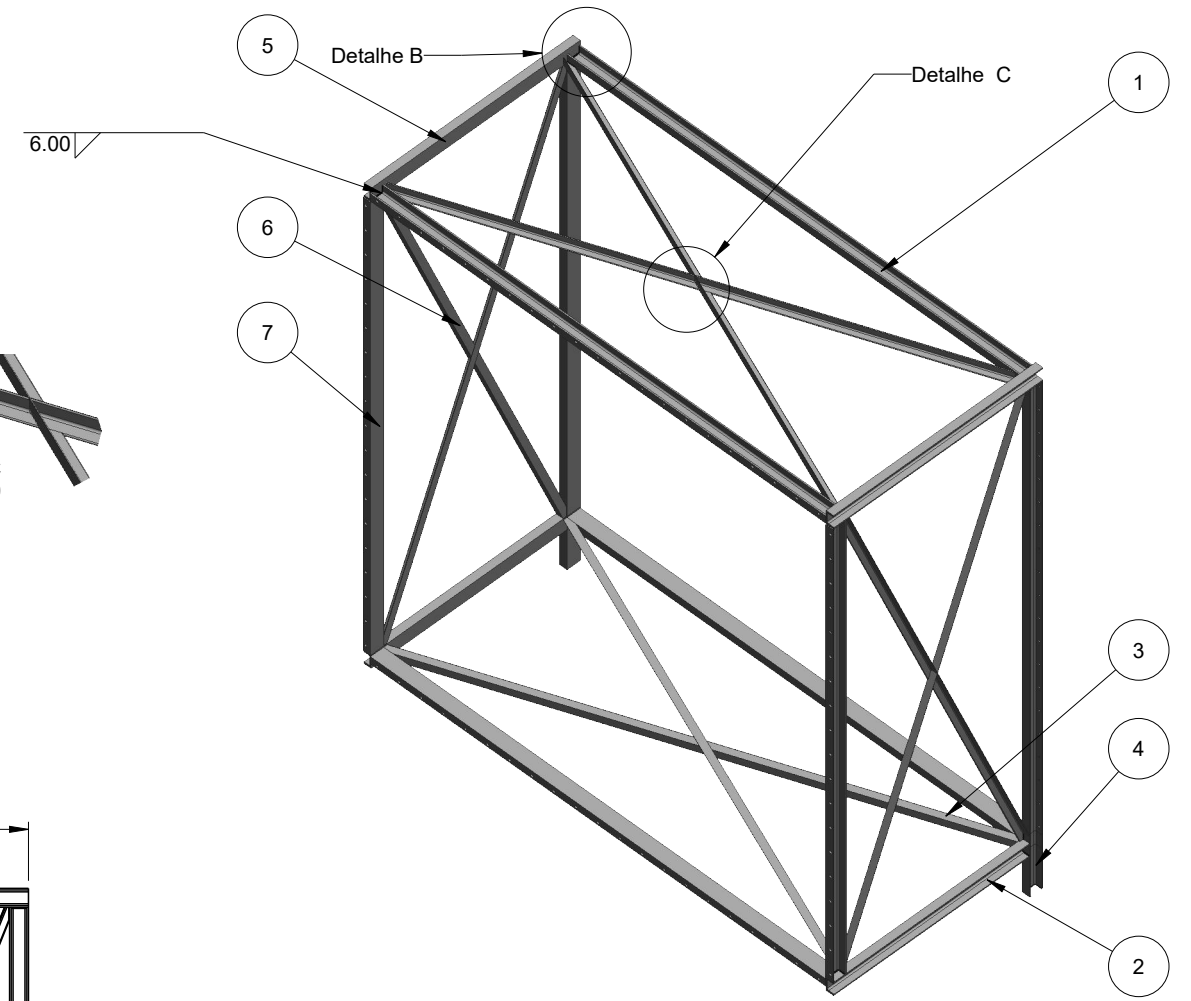
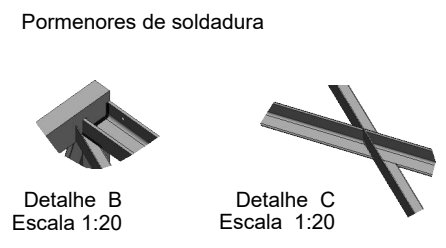
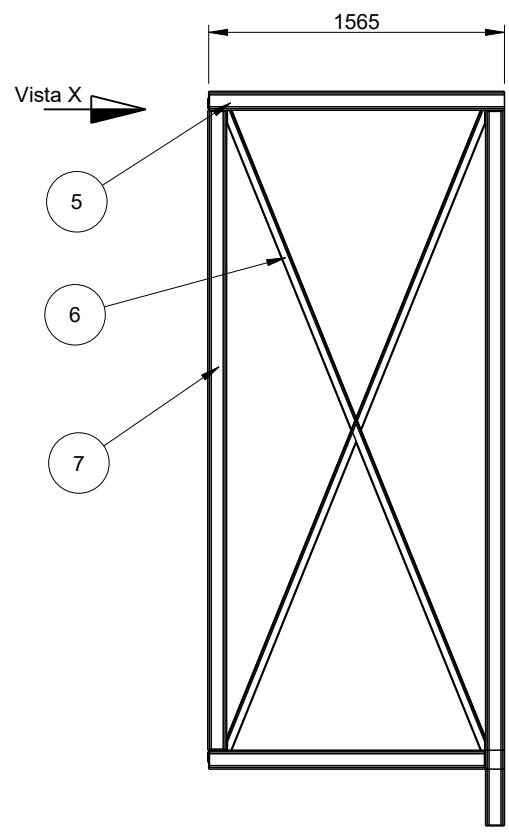
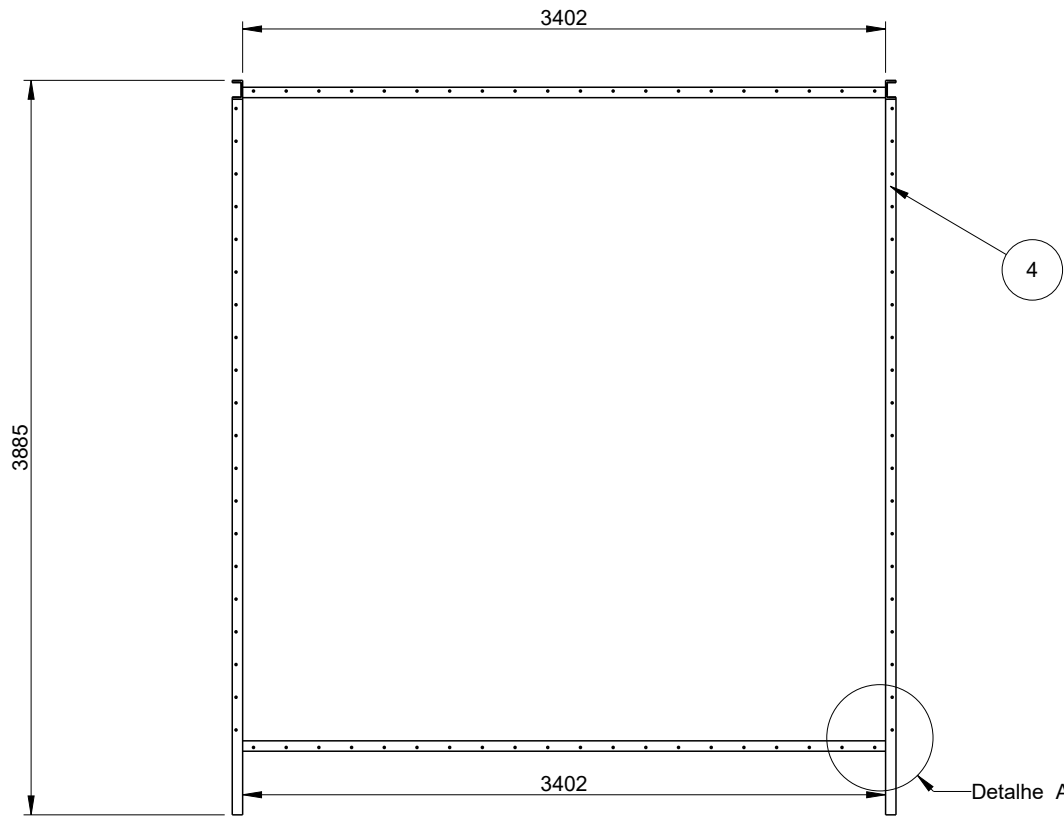
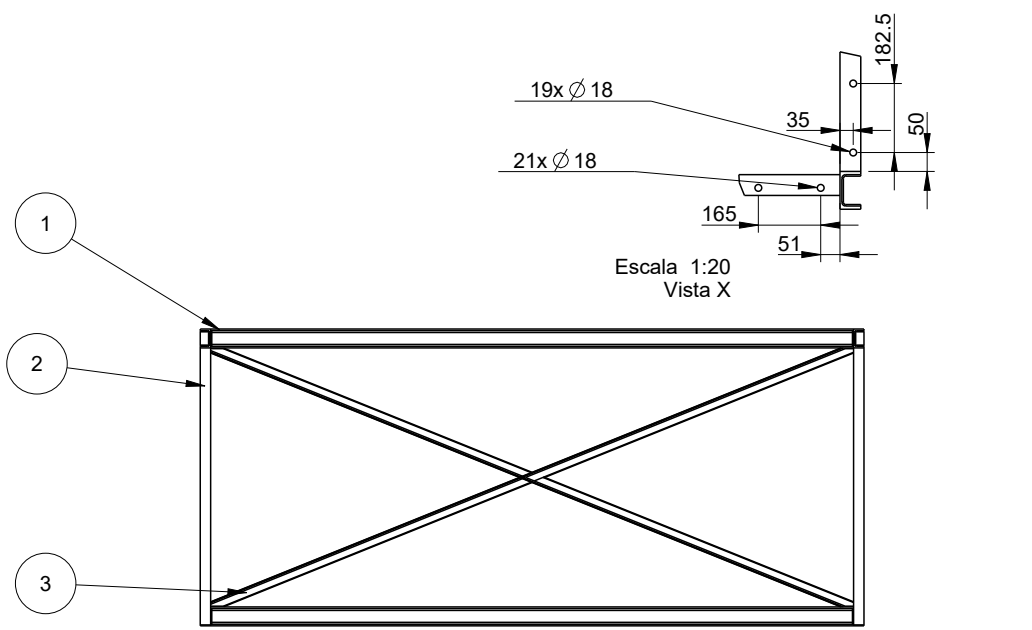
4.00	
------	--

Alt.	Descrição					Data	Verif.
		Data	Nome	Medidas sem tolerância: ISO 2768 mK	Projeção 		
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues				
	Verificou						
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg			
	Escala	Designação:					
	1:40	Módulo 3 - desenho de conjunto				3MVXXX006	
						Substitui:	
						Subst. por:	

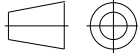



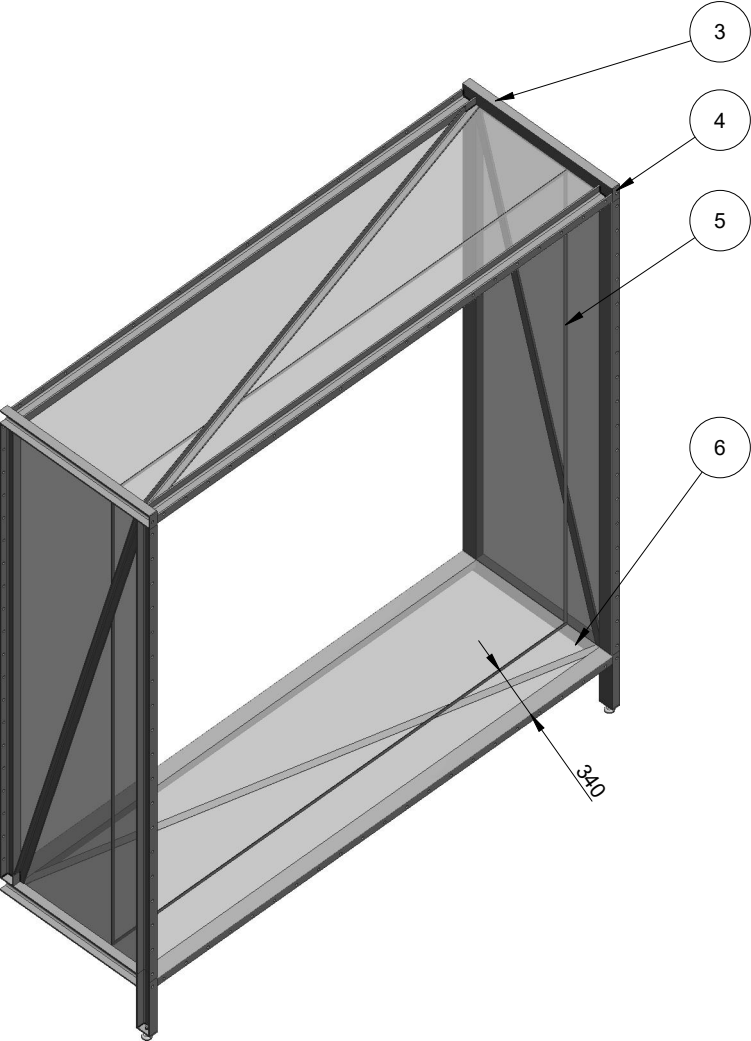
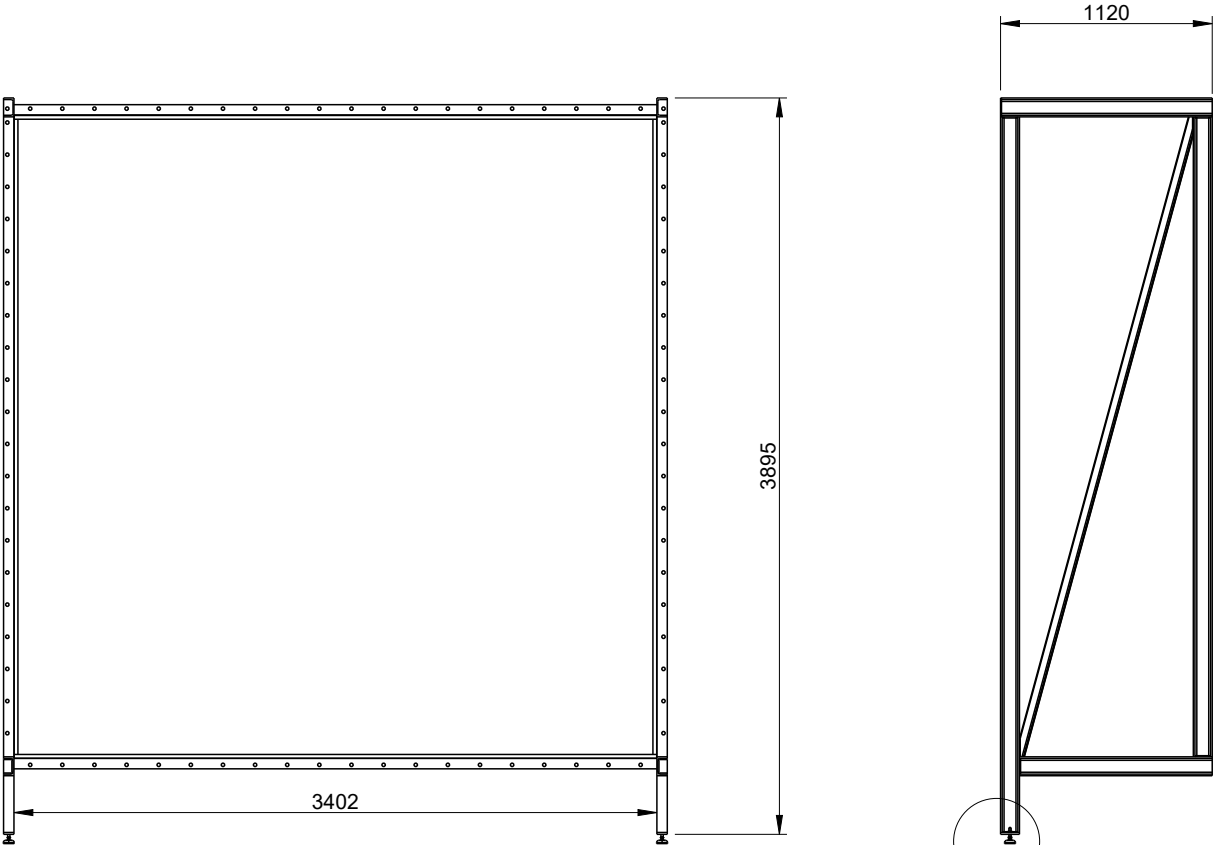
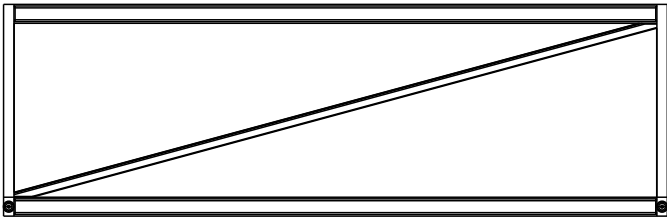
3	4	Chapa 3401x76 de 1 mm com tomada de pressão	Aço ST12		
2	4	DIN 50x30x4 - 3502	Aço S235 JR2		
1	4	DIN 30x20x3 - 3462	Aço S235 JR2		
Pos	Qtd	Descrição	Material	Molde	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 								
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK									
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala 1:20	Designação: Estrutura com tomadas de pressão - Posterior					3MVXXX015						
						<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:							
						Subst. por:							



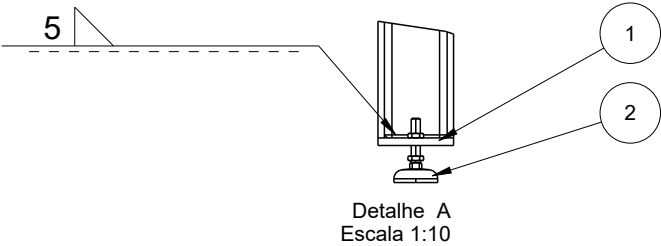
7	4	UPE 100 - 3385		Aço 235 JR2	
6	4	DIN 1028 - 50x5 - 3652		Aço 235 JR2	
5	2	UPE 100 - 1565		Aço 235 JR2	
4	2	UPE 100 - 3785		Aço 235 JR2	
3	4	DIN 1028 - 50x5 - 3667		Aço 235 JR2	
2	2	UPE 100 - 1465		Aço 235 JR2	
1	4	UPE 100 - 3402		Aço 235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 		
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK			
	Verificou						
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg			
	Escala	Designação:					3MVXXX007
	1:40	Módulo 3 - Conjunto estrutural					
						<div><div></div><div></div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>	
						Substitui:	
						Subst. por:	

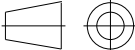



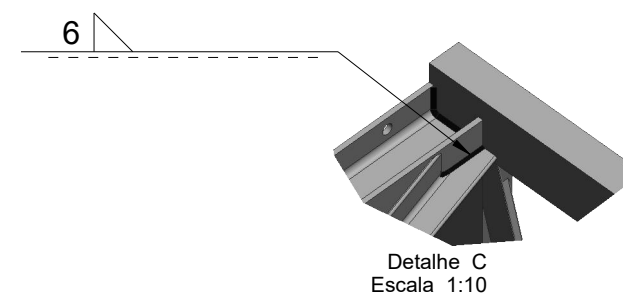
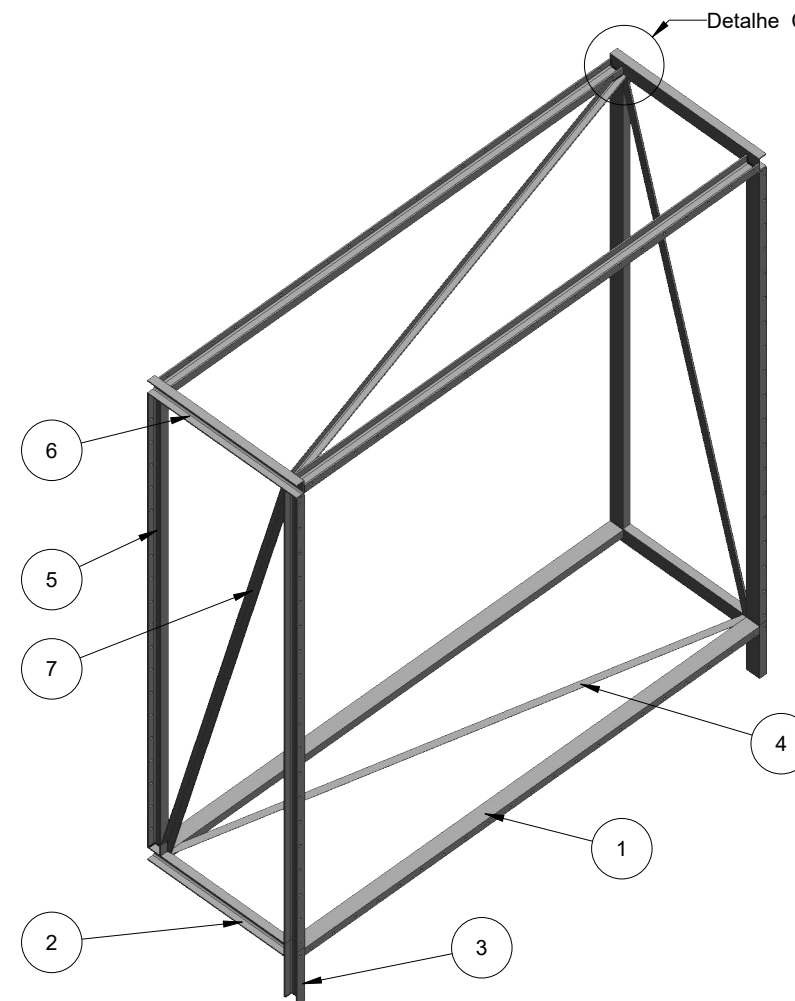
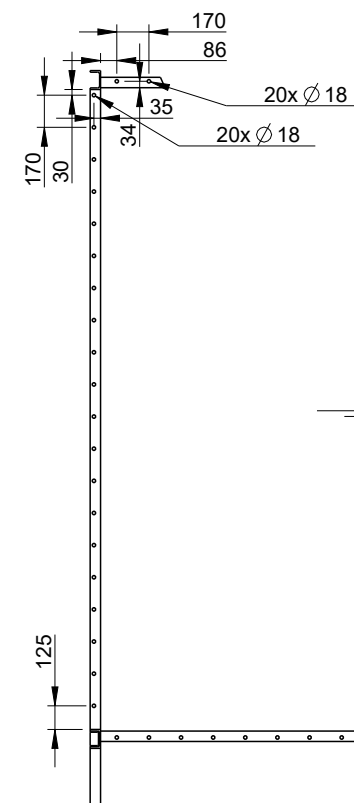
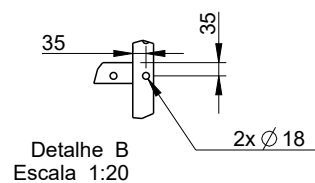
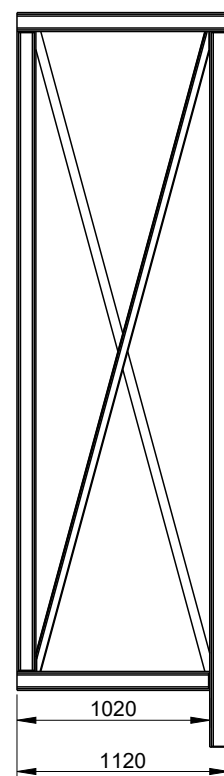
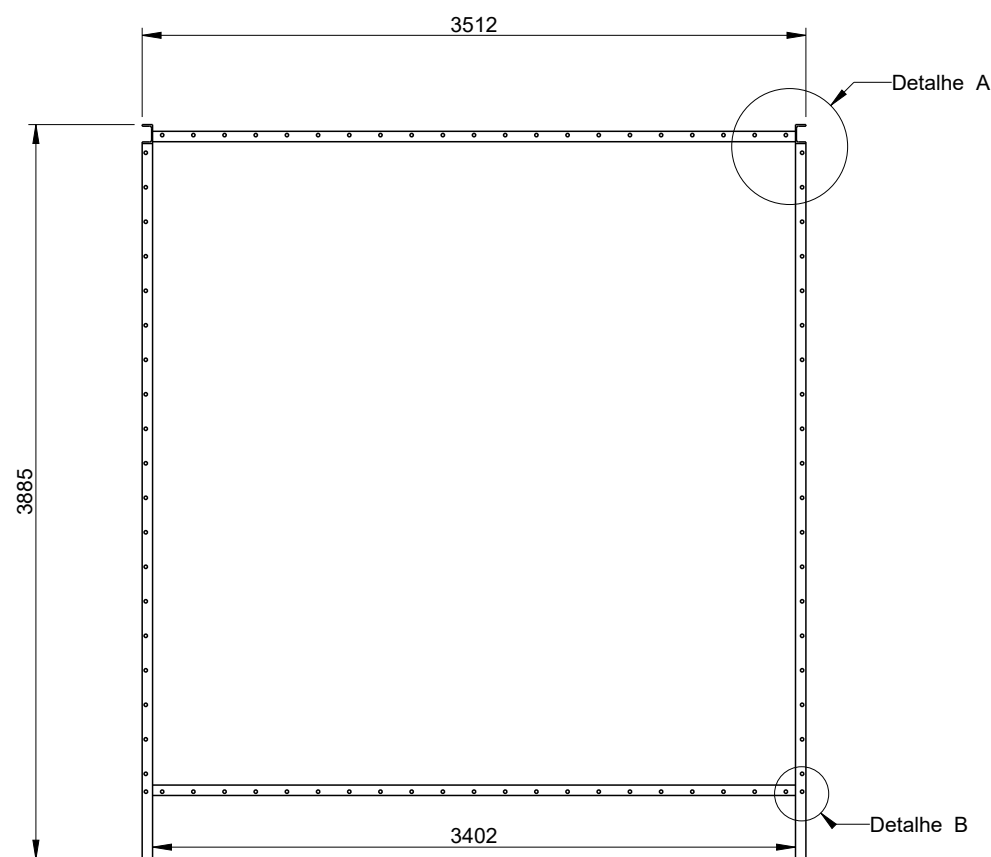
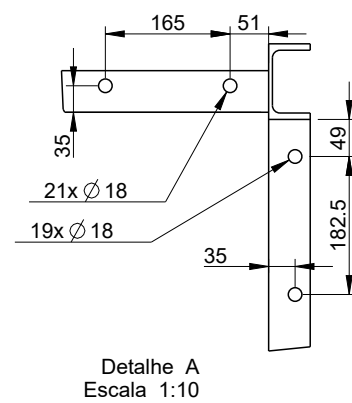
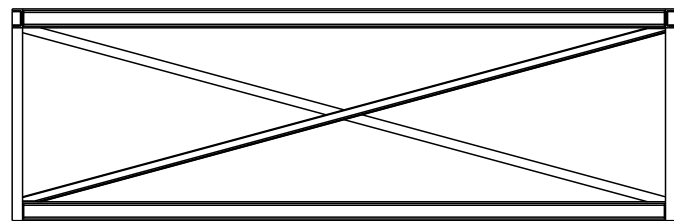
NOTA: A esquadria 6 será soldada com pingos às chapas 7

As chapas serão soldadas á estrutura com pingos de solda e as suas juntas vedadas com silicone



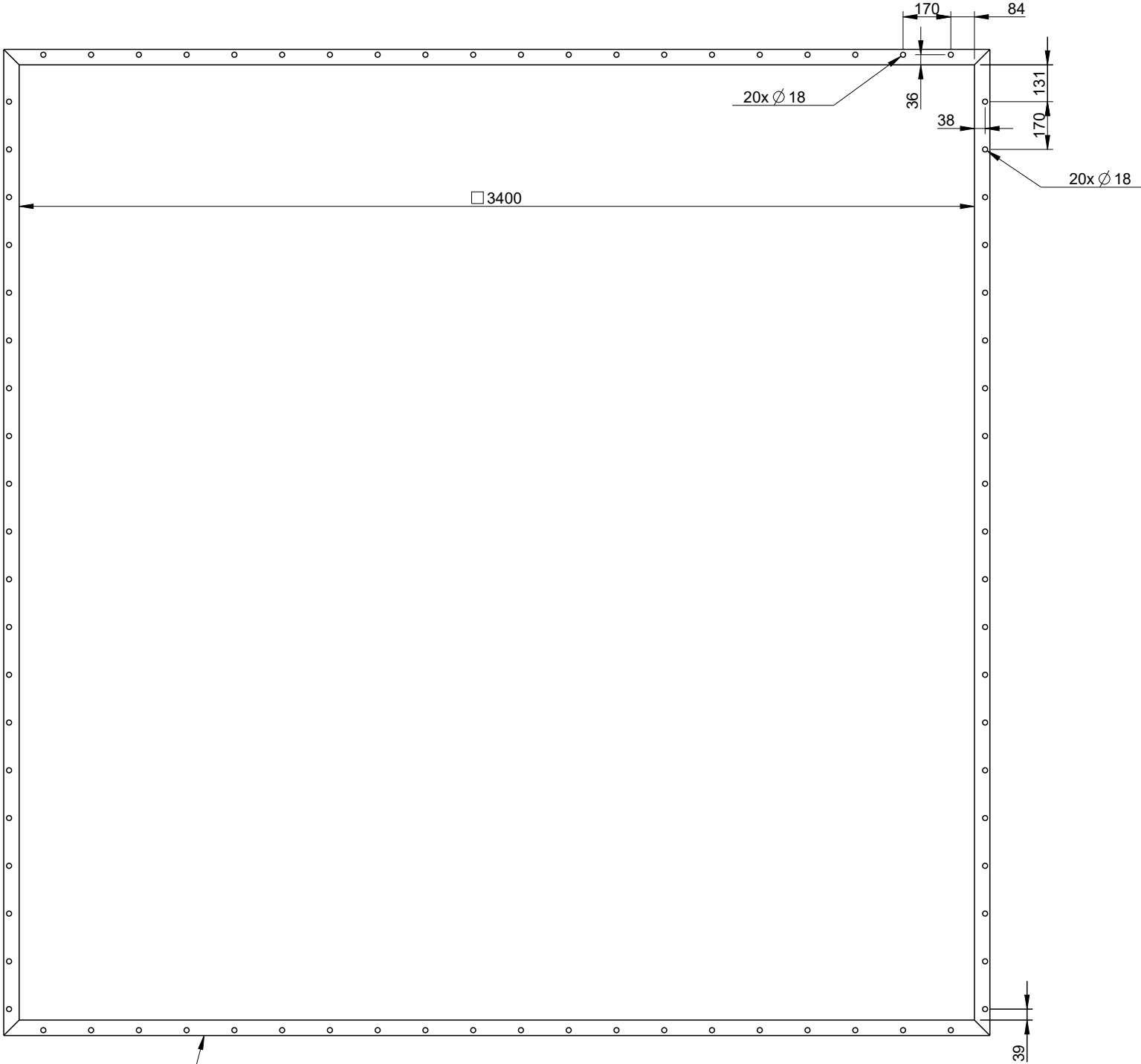
6	4	Chapa 3401x1120 com espessura de 1		Aço ST12	
5	4	DIN 1017 - 30x3 - 3400		Aço S235 JR2	
4	2	União modular de topo	4MVXXX001		
3	1	Conjunto Estrutural	3MVXXX009		
2	2	Pé de apoio			
1	2	Suporte Pés	4MVXXX002		
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição						Data	Verif.																							
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:		Projecção 																									
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK																											
	Verificou																														
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa	- kg																										
	Escala	Designação:						3MVXXX008																							
1:40	Módulo 4 - desenho do conjunto																														
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="8">Substitui:</td></tr><tr><td colspan="8">Subst. por:</td></tr></table>																Substitui:								Subst. por:							
Substitui:																															
Subst. por:																															

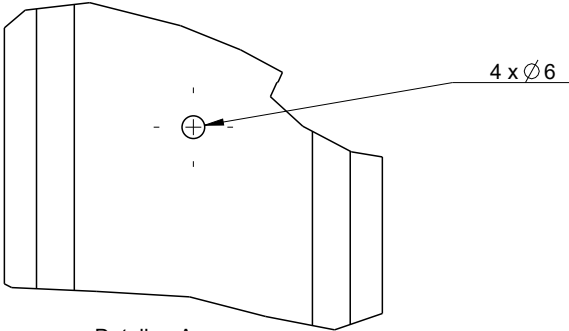


7	2	DIN 1028 - 50x5 - 3508		Aço 235 JR2	
6	2	UPE 100 - 1115		Aço 235 JR2	
5	2	UPE 100 - 3385		Aço 235 JR2	
4	2	DIN 1028 - 50x5 - 3524		Aço 235 JR2	
3	2	UPE 100 - 3785		Aço 235 JR2	
2	2	UPE 100 - 1020		Aço 235 JR2	
1	4	UPE 100 - 3402		Aço 235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

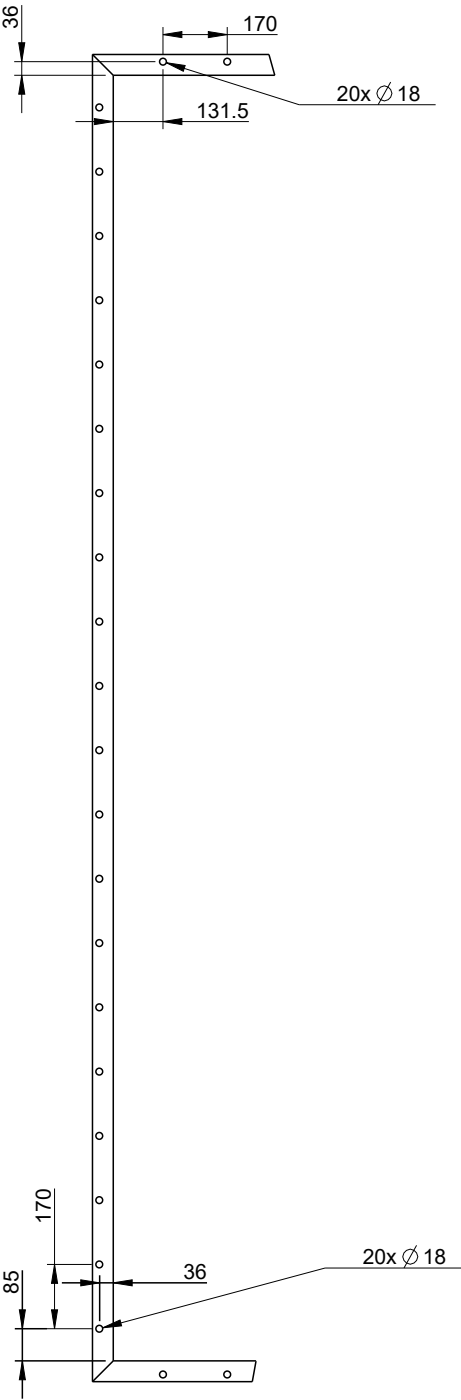
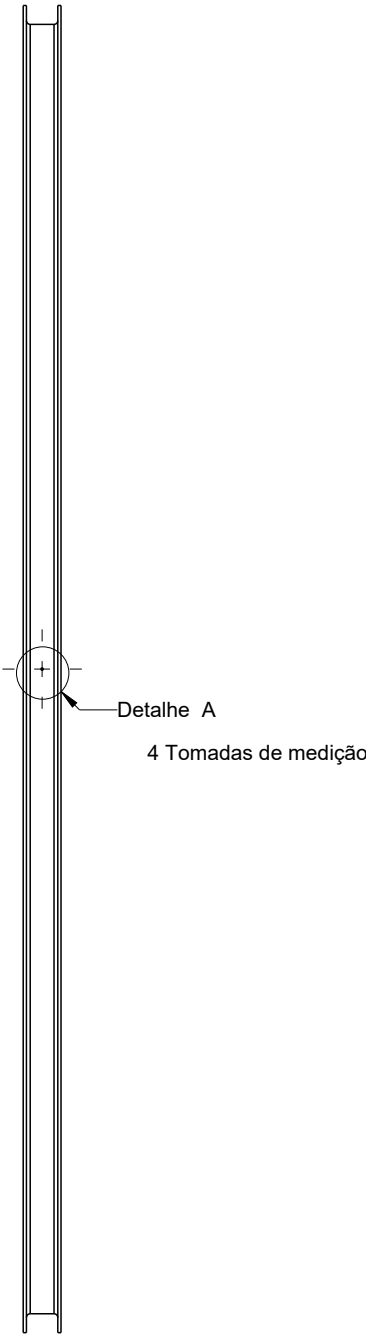
Alt.	Descrição					Data	Verif.						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 								
	Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK									
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala	Designação:					3MVXXX009						
	1:40	Módulo 4 - Conjunto Estrutural				<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:							
						Subst. por:							



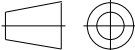

1

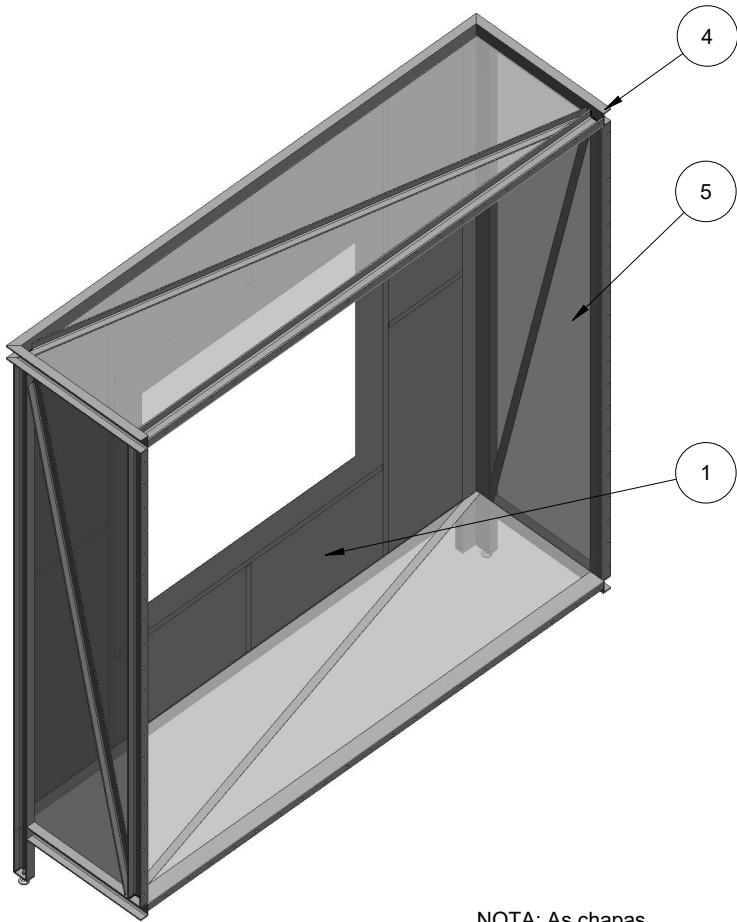
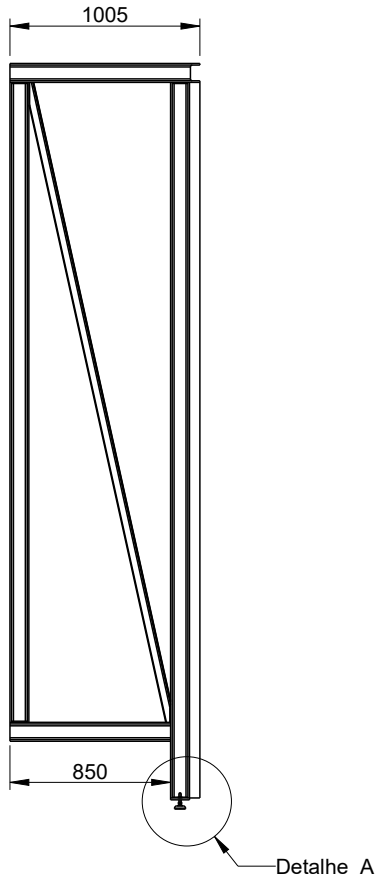
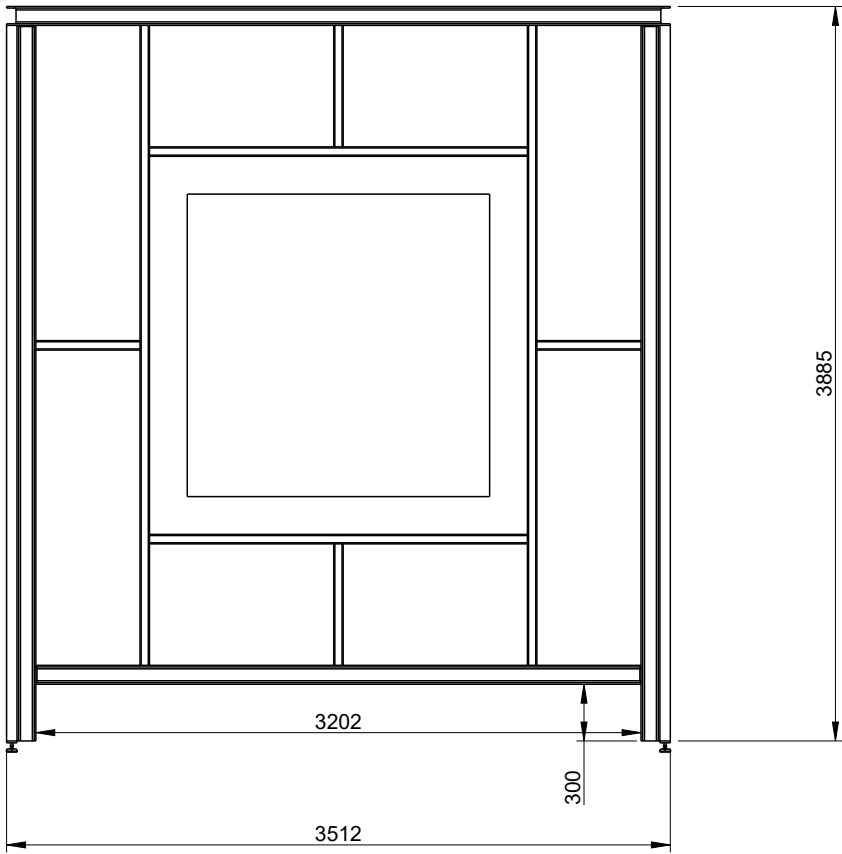
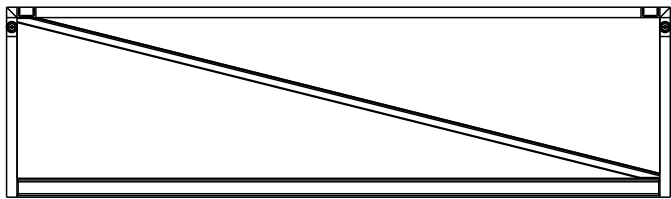


NOTA: Furo de fixação do tubo indicativo
Consultar fabricante

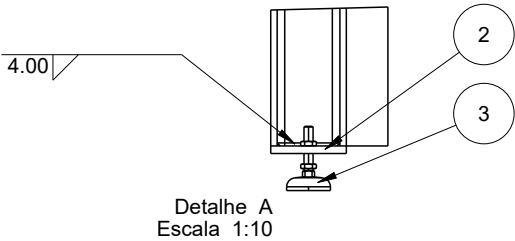


1	4	UPE 100 - 3400		Aço S235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código



Alt.	Descrição					Data	Verif.						
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 	 Bombas e Ventiladores							
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK									
	Verificou												
	Aprovou	12/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg									
	Escala	Designação:											
	1:20	Estrutura de medição de pressão - Tubo de Pitot				3MVXXX013							
						<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							
						Substitui:							
						Subst. por:							

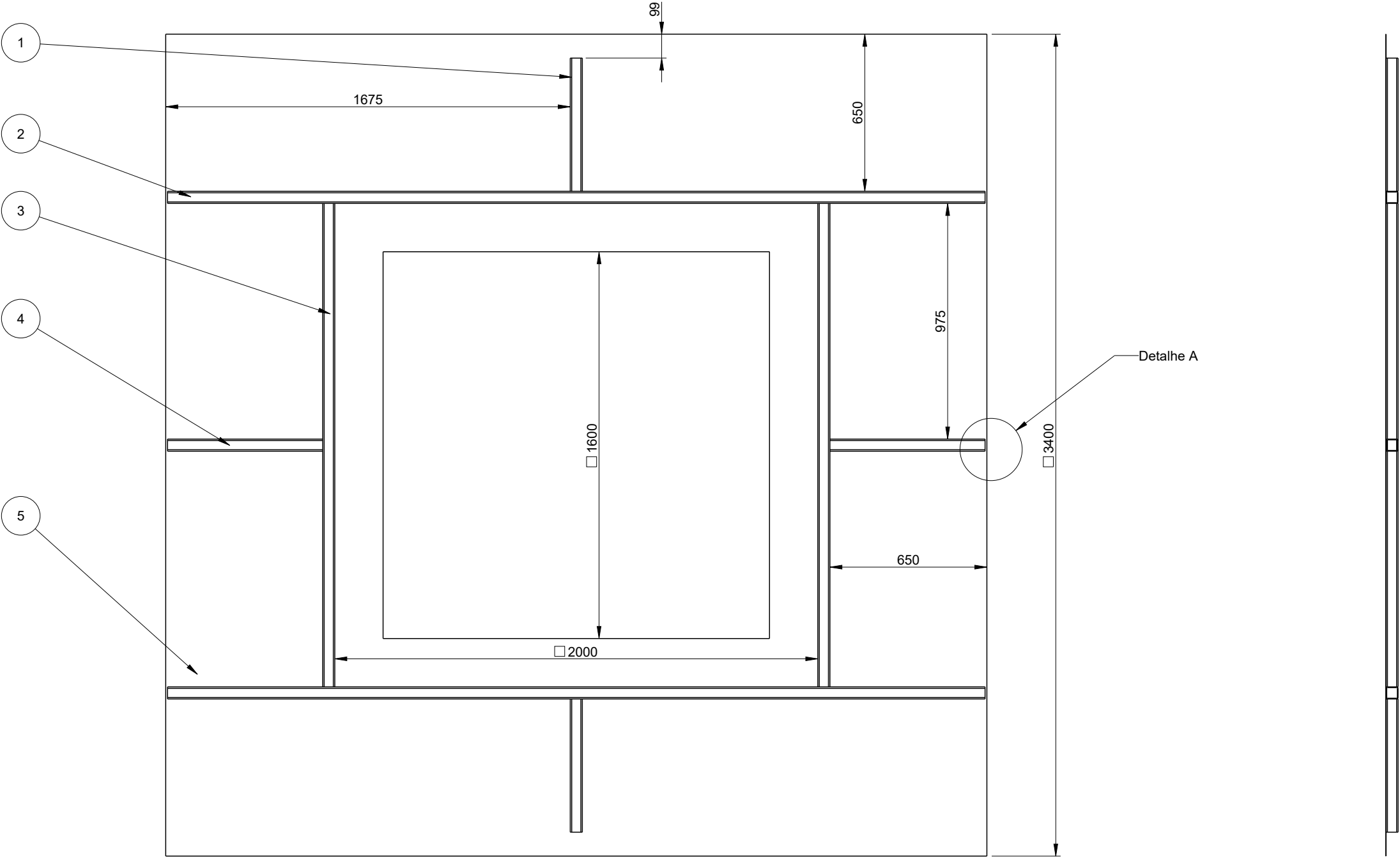


NOTA: As chapas serão soldadas à estrutura por pingos de solda e vedadas com silicone



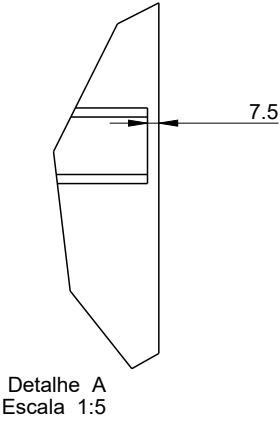
5	4	Chapa 3401x1005 com espessura 1		Aço ST 12	
4	1	Conjunto estrutural	3MVXXX011		
3	2	Pé de apoio			
2	2	Suporte Pés	4MVXXX002		
1	1	Chapa recetora do ventilador a testar	3MVXXX012		
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

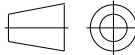

Alt.	Descrição					Data	Verif.
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 		EFAFLU Bombas e Ventiladores
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK			
	Verificou						
	Aprovou	13/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg			
	Escala	Designação:					
	1:40	Módulo 5 - desenho do conjunto				3MVXXX010	
						Substitui:	
						Subst. por:	

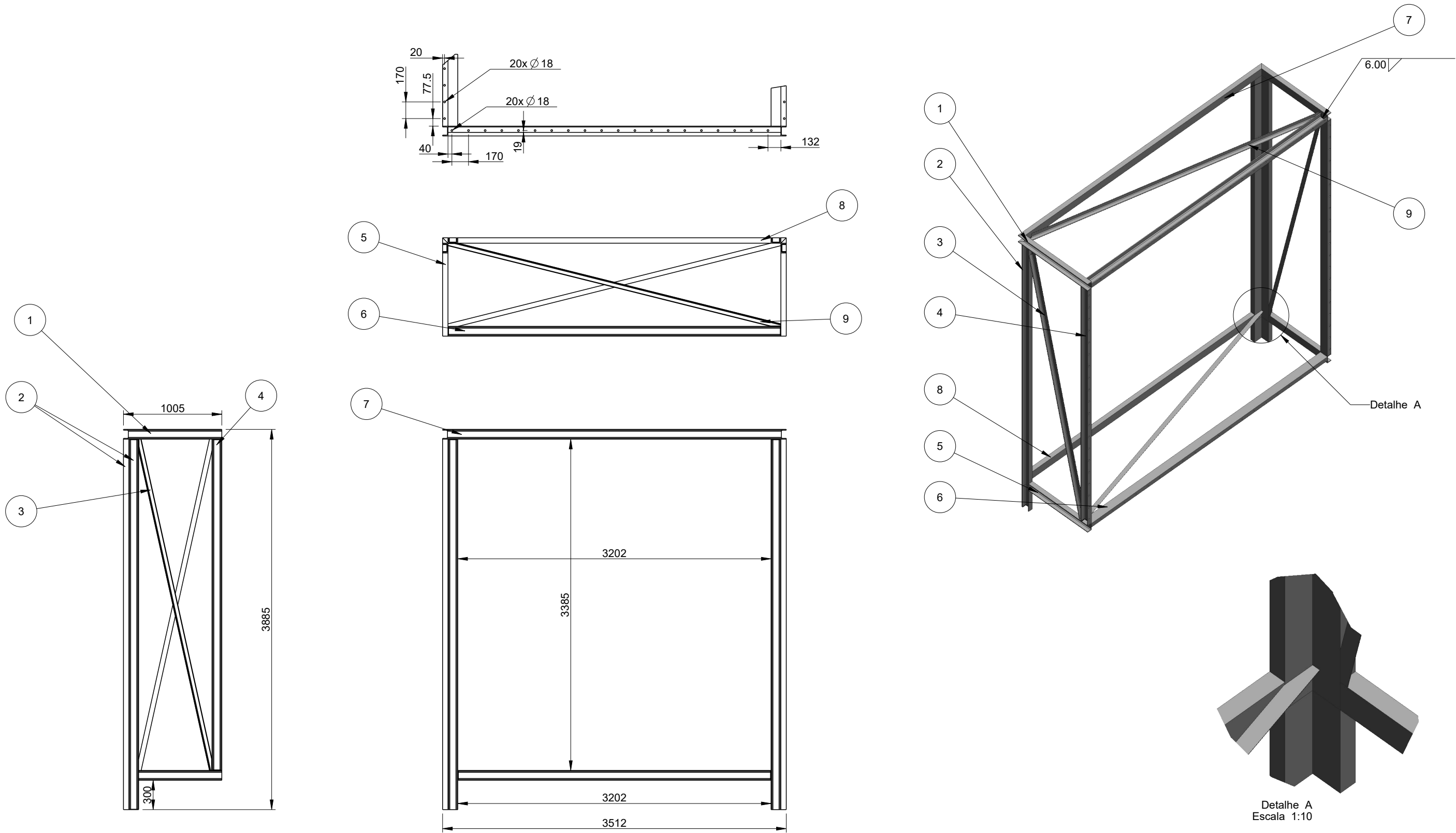


NOTA: Soldar por pontos tubo quadrado à chapa

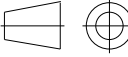

5	1	Chapa 3400 com espessura de 1 mm		Aço ST12	
4	2	DIN EN 10216 - 50x3 - 642.5		Aço S235 JR2	
3	2	DIN EN 10216 - 50x3 - 2000		Aço S235 JR2	
2	2	DIN EN 10216 - 50x3 - 3385		Aço S235 JR2	
1	2	DIN EN 10216 - 50x3 - 516		Aço S235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código



Alt.	Descrição						Data	Verif.																								
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:		Projecção 																										
	Des/Proj	6/6/2017	T. Rodrigues	ISO 2768 mK																												
	Verificou																															
	Aprovou	13/6/2017	T. Pinheiro	Massa	-	kg																										
	Escala	Designação:						3MVXXX012																								
1:20	Estrutura recetora do ventilador a testar						<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="8">Substitui:</td></tr><tr><td colspan="8">Subst. por:</td></tr></table>										Substitui:								Subst. por:							
Substitui:																																
Subst. por:																																



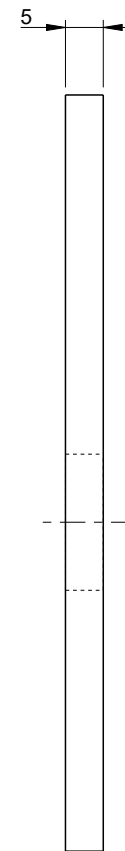
9	2	DIN 1028 - 50x5 - 3507		Aço 235 JR2	
8	1	UPE 100 - 3202		Aço 235 JR2	
7	1	UPE 100 - 3512		Aço 235 JR2	
6	2	UPE 100 - 3402		Aço 235 JR2	
5	2	UPE 100 - 850		Aço 235 JR2	
4	2	UPN 100 - 3385		Aço 235 JR2	
3	2	DIN 1028 - 50x5 - 3467		Aço 235 JR2	
2	4	UPN 100 - 3785		Aço 235 JR2	
1	2	UPN 100 - 1005		Aço 235 JR2	
Pos	Qtd	Descrição	Plano	Material	Código

Alt.	Descrição					Data	Verif.																				
		Data	Nome	Medidas sem tolerância:	Projecção 	 Bombas e Ventiladores																					
	Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues	ISO 2768 mK																							
	Verificou																										
	Aprovou	13/6/2017	T. Pinheiro	Massa - kg	3MVXXX011	<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="7">Substitui:</td></tr><tr><td colspan="7">Subst. por:</td></tr></table>								Substitui:							Subst. por:						
Substitui:																											
Subst. por:																											
Escala	Designação:																										
1:40	Módulo 5 - Conjunto Estrutural																										

Technical drawing of a rectangular plate with a central hole. The dimensions are as follows:

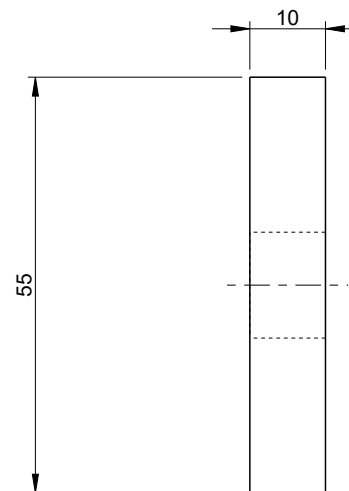
- Overall width: 55
- Overall height: 100
- Distance from the bottom edge to the center of the hole: 43.5
- Distance from the right edge to the center of the hole: 35
- Hole diameter: $\varnothing 18$

The drawing includes a center line for the hole and a dimension line for the hole diameter.



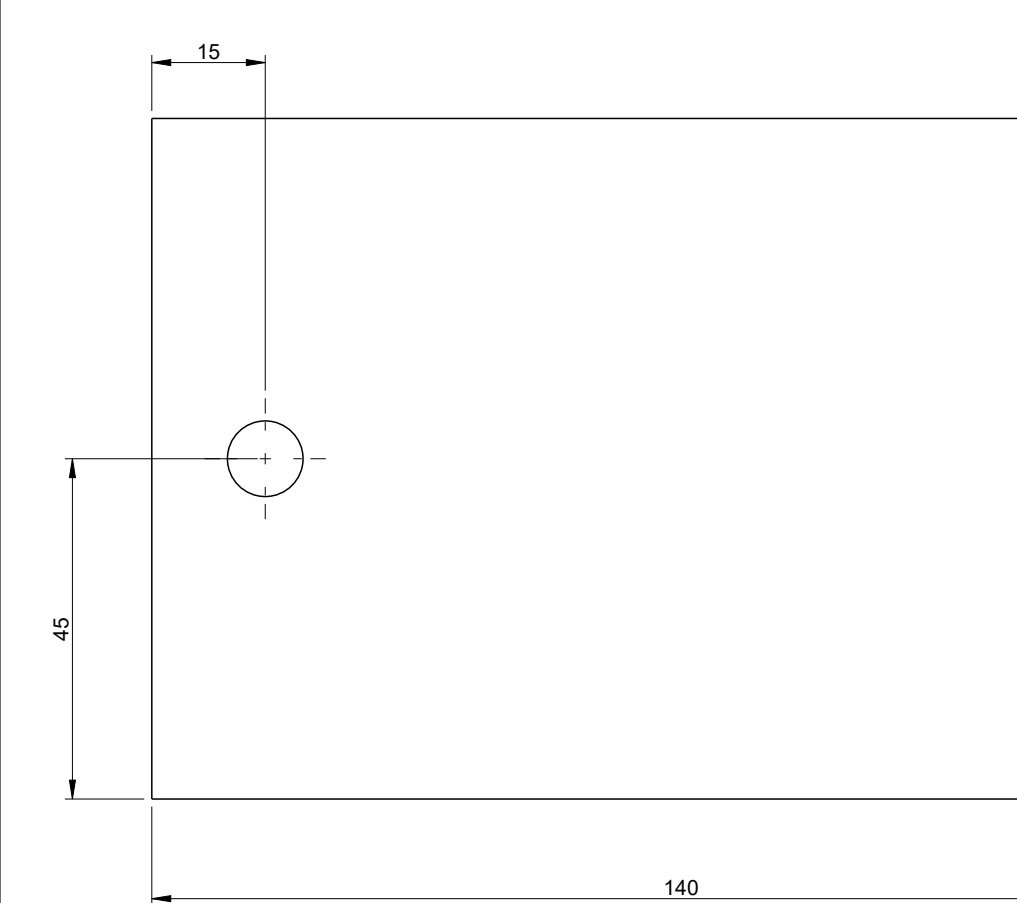
Alt.	Descrição	Data	Verif.



Technical drawing of a rectangular plate with a central hole. The plate has a width of 100 and a height of 27.5. The hole has a diameter of 14 and is positioned 50 units from the left edge. A leader line points to the hole with the label "Ø 14".



Alt.	Descrição	Data	Verif.

--	--



						Data	Nome	Medidas sem tolerância: ISO 2768 mK	Projeção 	 Bombas e Ventiladores	
					Des/Proj	6/6/2017	T.Rodrigues				
					Verificou						
					Aprovou	6/6/2017	T.Pinheiro	Massa - kg			
					Escala	Designação:					
				1:1	Porta Calços						
										4MVXXX007	
										Substitui:	
Alt.	Descrição	Data	Verif.	Este desenho é para ser tratado como confidencial, não deve ser reproduzido sem nossa autorização.							Subst. por: